

Petr Kádě

# Optimalizace sedadel tramvajových vozidel

## Optimising of Tram Car Seats

Bakalářská práce



Ostrava 2021

## **Anotace bakalářské práce**

KÁDĚ, P.: *Optimalizace sedadel tramvajových vozidel*. Ostrava: Katedra výrobních strojů a konstruování – 340, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2021. 58 stránek. Bakalářská práce, vedoucí práce: doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Bakalářská práce se zabývá návrhem sedadla a nosné konstrukce do tramvajového vozu. V úvodu práce je vypracována teoretická část, která se zabývá historií sedadel pokračující až do současného stavu, ergonomickými parametry sedadel a typy uchycení nosné konstrukce s tramvajovým vozem. V další kapitole jsou vypsány požadavky pro nosnou konstrukci i samotný návrh. Pro navrženou konstrukci je zde řešeno uchycení do bočnice. Následují požadavky a samotný návrh sedadla. Po návrhu sedadla je popsáno uchycení sedadla s nosnou konstrukcí. Ve výpočetní části je provedena analýza pomocí metody konečných prvků, kde jsou následně uvedeny maximální napětí a deformace. Také jsou zde ukázány napětí a deformace v kritických místech konstrukce a sedadla. V dalších výpočtech kontroluji ocelovou podpěru na vzpěr. Před kontrolou proti vzpěru vypočítávám sílu působící na podpěru. Uvádím zde posouvající síly a ohybové momenty v nosných profilech. V závěrečných výpočtech zjišťuji průhyb nosné konstrukce v kritickém místě se zvýšeným zatížením.

## **Annotation of bachelor thesis**

KÁDĚ, P.: *Optimising of Tram Car Seats*. Ostrava: Department of Production Machines and Design – 340, Faculty of Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2021. 58 pages. Bachelor thesis, supervisor: doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

The bachelor's thesis deals with the design of a seat and supporting structure for a tram car. In the introduction, the theoretical part is elaborated, which deals with the history of seats continuing to the current state, ergonomic parameters of seats and types of attachment of the supporting structure with a tram car. The next chapter lists the requirements for the load-bearing structure and the design itself. For the proposed construction, the attachment to the sidewall is solved here. The requirements and the seat design itself follow. After the design of the seat, the attachment of the seat with the supporting structure is described. In the computational part, the analysis is performed using the finite element method, where the maximum stresses and deformations are then given. Stress and deformation at critical points of the structure and seat are also shown. In other calculations, I check the steel support on the strut. Before checking against the strut, I calculate the force acting on the support. I present here the shear forces and bending moments in the load-bearing profiles. In the final calculations, I determine the deflection of the load-bearing structure at a critical point with increased load.

# OBSAH

<b>Seznam použitých značek a symbolů.....</b>	<b>5</b>
<b>1 Úvod.....</b>	<b>7</b>
<b>2 Historický vývoj tramvajových sedadel.....</b>	<b>8</b>
2.1 Koněspřežné tramvaje.....	8
2.2 Parní tramvaje .....	9
2.3 Elektrické tramvaje.....	10
2.4 Současný stav sedadel .....	11
<b>3 Ergonomické parametry sedadel .....</b>	<b>15</b>
3.1 Vzdálenost před sedadly.....	15
3.2 Šířka sedáku.....	15
3.3 Hloubka a výška sedáku.....	16
3.4 Vzdálenost mezi sedadly .....	17
3.5 Madla a držadla .....	17
<b>4 Typy uchycení nosné konstrukce s vozem.....</b>	<b>18</b>
4.1 Uchycení k podlaze.....	18
4.2 Uchycení k podlaze a do bočnice.....	18
4.3 Uchycení do sražené bočnice .....	19
4.4 Uchycení do bočnice.....	20
4.5 Umístění sedadel na podesty .....	21
<b>5 Návrh nosné konstrukce sedadel.....</b>	<b>22</b>
5.1 Kritéria nosné konstrukce.....	22
5.2 Navržená konstrukce .....	23
5.2.1 Popis navržené nosné konstrukce .....	24
5.2.2 Kritéria navržené nosné konstrukce .....	25
5.3 Uchycení nosné konstrukce s bočnicí vozu .....	26
<b>6 Návrh sedadla .....</b>	<b>28</b>
6.1 Kritéria při návrhu sedadla .....	28
6.2 Kritéria navrženého sedadla .....	29
6.3 Uchycení sedadla s nosnou konstrukcí .....	30
6.4 Šroubové spoje v konstrukci.....	31
6.5 Ergonomie navrženého sedadla .....	32
<b>7 Pevnostní výpočet .....</b>	<b>33</b>
7.1 Zatěžující síly .....	33

---

7.2	Výpočet metodou konečných prvků (MKP) .....	34
7.2.1	Okrajové podmínky .....	34
7.2.2	Výsledky MKP analýzy .....	36
<b>8</b>	<b>Stanovení kritické síly pro ocelovou podpěru namáhanou na vzpěr .....</b>	<b>40</b>
8.1	Reakce na jednotlivých H-profilech z vertikálního zatížení .....	40
8.2	Výpočet síly působící na ocelovou podpěru z vertikálního zatížení .....	45
8.3	Výpočet síly působící na podpěru z horizontálního zatížení .....	46
8.4	Celková síla působící na ocelovou podpěru .....	48
8.5	Stanovení kritické síly .....	48
<b>9</b>	<b>Deformace nosné konstrukce .....</b>	<b>51</b>
<b>10</b>	<b>Závěr .....</b>	<b>54</b>
<b>11</b>	<b>Literatura .....</b>	<b>56</b>
<b>12</b>	<b>Seznam příloh.....</b>	<b>58</b>

## Seznam použitých značek a symbolů

$a$	vzdálenost profilu k zatěžující síle, materiálová konstanta	[mm], [–]
$b$	vzdálenost profilu k zatěžující síle, materiálová konstanta	[mm], [–]
$c$	vzdálenost zatěžující síly ke kloubové vazbě	[mm]
$d$	vzdálenost zatěžující síly ke kloubové vazbě	[mm]
$e$	vzdálenost mezi zatěžujícími silami	[mm]
$E$	modul pružnosti v tahu	[Pa]
$f$	vzdálenost mezi zatěžujícími silami	[mm]
$F_C$	celková síla působící na ocelovou podpěru	[N]
$F_{kr}$	kritická síla	[N]
$F_x$	výsledná horizontální zatěžující síla	[N]
$F_{xp}$	provozní horizontální síla	[N]
$F_{xv}$	horizontální síla způsobená vandalismem	[N]
$F_z$	výsledná vertikální zatěžující síla	[N]
$F_{zp}$	provozní vertikální síla	[N]
$F_{zv}$	vertikální síla způsobená vandalismem	[N]
$g$	gravitační konstanta, vzdálenost zatěžující síly k vazbě	[N·m <sup>-1</sup> ], [mm]
$h$	vzdálenost zatěžující síly ke kloubové vazbě	[mm]
$i$	vzdálenost od působíště horizontální síly k zadnímu H-profilu	[mm]
$i_{min}$	poměr setrvačnosti	[mm]
$j$	vzdálenost středů H-profilů v podélném směru	[mm]
$J_{min}$	minimální hodnota osového momentu setrvačnosti plochy	[mm <sup>4</sup> ]
$J_{yT}$	moment setrvačnosti k ose y, která prochází těžištěm	[mm <sup>4</sup> ]
$J_{zT}$	moment setrvačnosti k ose z, která prochází těžištěm	[mm <sup>4</sup> ]
$k$	bezpečnostní součinitel pro mez kluzu	[–]
$L$	délka podpěry	[mm]
$m_{sed}$	hmotnost sedadla	[kg]
$M$	ohybový moment	[N·m]
$n$	hodnota určující typ uložení podpěry	[–]
$R_e$	mez kluzu materiálu v tahu	[MPa]
$S$	obsah	[mm <sup>2</sup> ]
$T$	posouvající síla	[N]

---

$W_O$	ohybový modul	[mm <sup>3</sup> ]
$x_1$	vzdálenost na intervalu	[mm]
$y$	maximální vzdálenost od těžiště H-profilu v ose y	[mm]
$\lambda_{mez}$	mezní štíhlost	[–]
$\lambda_{sk}$	štíhlostní poměr	[–]
$\sigma_{dov}$	dovolené napětí	[MPa]
$\sigma_{kr}$	kritické napětí	[MPa]
$\sigma_{max}$	maximální ohybové napětí	[MPa]

# 1 Úvod

Téma bakalářské práce bylo navrženo ve spolupráci se společností Škoda Transportation a.s., která se zabývá městskou i železniční dopravou. Oddělení firmy zabývající se vývojem a realizací jednotlivých tramvajových projektů se nachází v Praze, zatímco oddělení technologie a výroby samotných tramvají se nachází v Plzni. Nejnovější model tramvaje firmy Škoda se jmenuje ForCity Smart. Zmíněný model má více typů, na obrázku 1.1 lze vidět jeden z nich, a to ForCity Smart Ostrava. Tramvajové vozy, stejně jako všechny jiné dopravní prostředky, se časem modernizují. Nedílnou součástí vozů jsou sedadla s nosnou konstrukcí, která se časem také inovují. Modernizaci sedadla a nosné konstrukce lze docílit několika způsoby. Klade se důraz na bezpečnost, design, ergonomii, nízkou hmotnost, vhodné uchycení, pevnost, nízkou cenu, snadnou údržbu a snadné opravy. Těmito požadavky se následně v práci budu zabývat a podrobněji je rozebírat. Práce je zaměřena na návrh sedadla a nosné konstrukce do tramvajových vozů se snahou brát ohled na všechny zmíněné požadavky. Dalším požadavkem je typ uchycení nosné konstrukce s tramvajovým vozem. V požadavku je zmíněn typ uchycení nosné konstrukce do bočnice vozu, která je sražená pod mírným úhlem. Návrh by měl optimalizovat současný stav nosných konstrukcí a sedadel používaný v tramvajových vozech. V teoretické části nejprve rozeberu současný stav sedadel a nosných konstrukcí a následně se budu zabývat samotnými návrhy. Cílem práce bude také pevnostní kontrola nosné konstrukce.



Obrázek 1.1 – Nejnovější model firmy Škoda Transportation – ForCity Smart Ostrava [1]

## 2 Historický vývoj tramvajových sedadel

### 2.1 Koněspřežné tramvaje

Koněspřežné tramvaje se označují jako první osobní tramvaje na světě. První železnice na světě byla ve Walesu ve Velké Británii. Tato první osobní tramvajová doprava se začala provozovat v roce 1807. Kůň, nebo pár koní byli schopni přepravit v tramvajovém vozu až 30 osob a provozní rychlost dosahovala maximálně 15 km/hod [2].

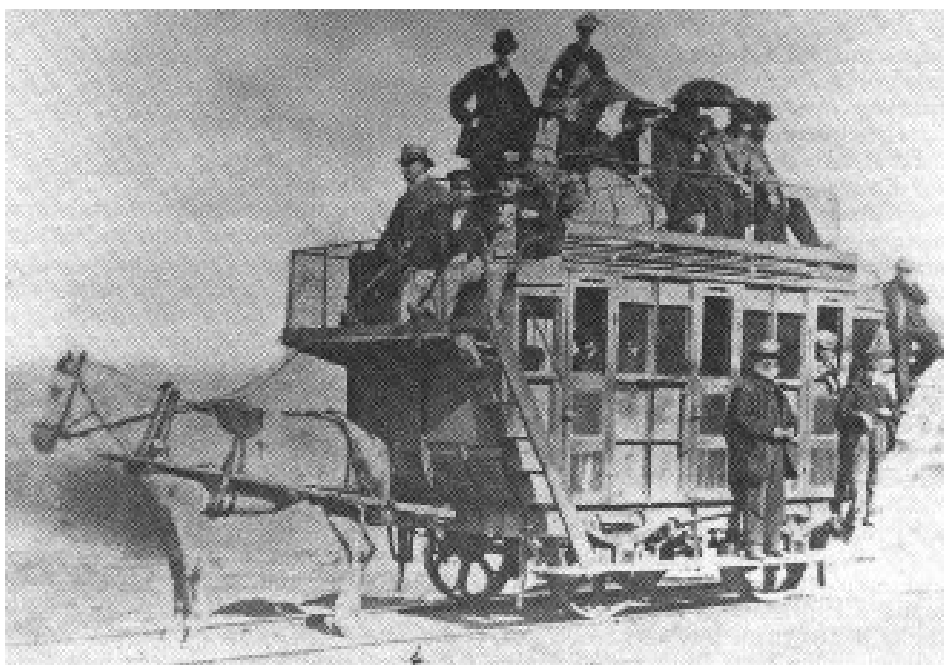
Problémem u koněspřežných tramvají byla skutečnost, že každý kůň mohl v daný den pracovat jen několik hodin. Typický kůň táhl tramvaj přibližně 19 km denně a pracoval čtyři nebo pět hodin. Na jeden vůz připadalo minimálně deset koní ve stáji [3].

V těchto typech vozů byla většinou sedadla spojená, umístěna podélně (Obr 2.1), nebo také příčně umístěná sedadla s podélným průchodem uprostřed. Běžným materiálem pro výrobu sedadel bylo dřevo. Podélná sedadla byla umístěna na každé straně vozu, po celé jeho délce. V některých typech tramvajových vozů byly točité schody vedoucí na střechu, kde byly uprostřed umístěny podélné lavice zády k sobě (Obr. 2.2).



Obrázek 2.1 – Interiér koněspřežné tramvaje [4]

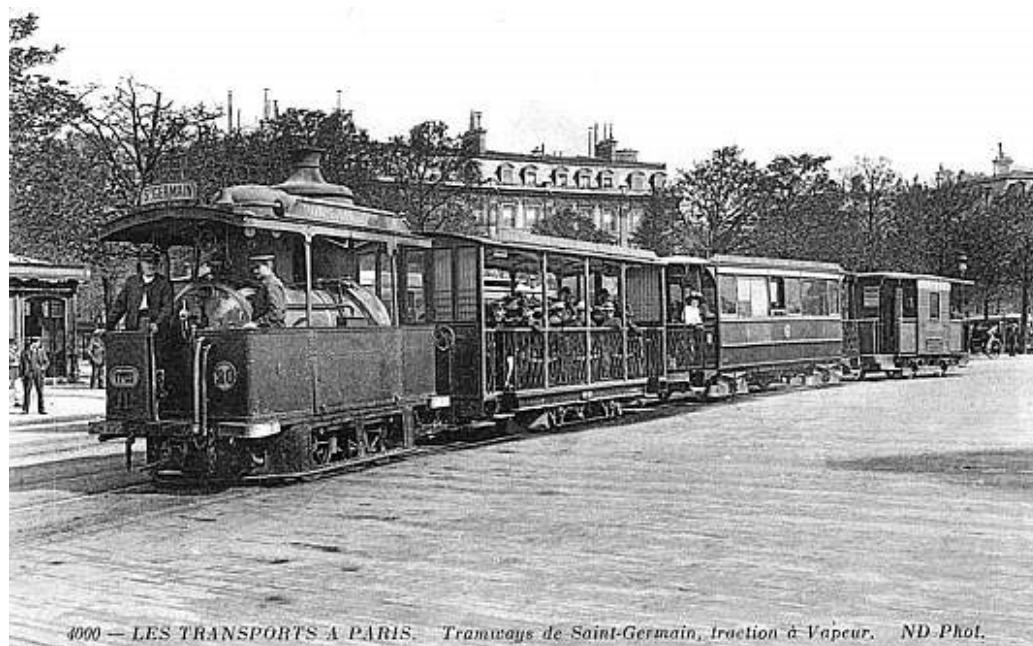




Obrázek 2.2 – Exteriér koněpřežné tramvaje, 1807 [5]

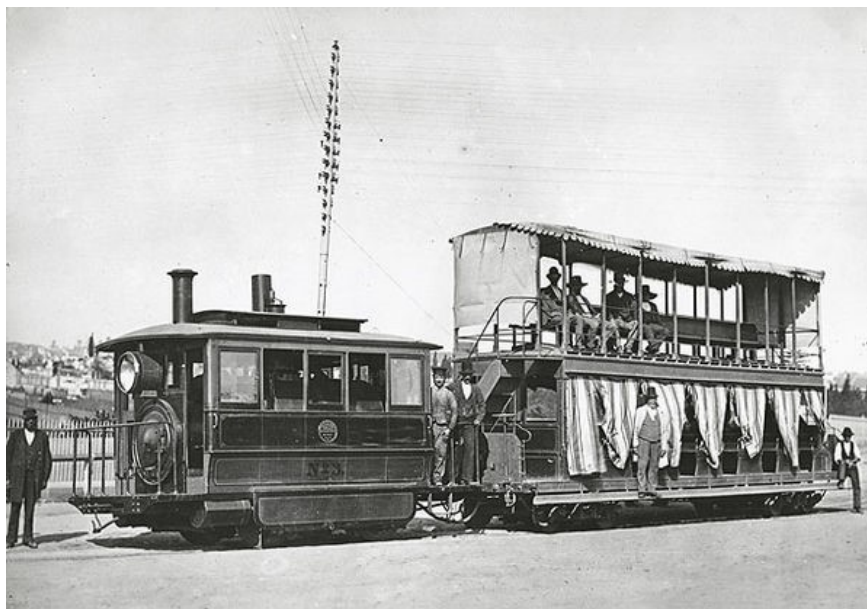
## 2.2 Parní tramvaje

První mechanické tramvaje byly poháněné párou. Vývoj parního stroje umožnil v 70. letech 19. století stavbu malých lehkých tramvajových lokomotiv. Obecně existovaly dva typy parních tramvají. První a nejvíce vyskytovaný typ parní tramvaje měl v čele vozů malou parní lokomotivu, podobně jak to bývá dnes u vlaků (Obr. 2.4). U druhého typu byl parní stroj umístěn přímo v těle parní tramvaje (Obr. 2.3) [2].



Obrázek 2.3 – Pařížská parní tramvaj, 1877 [6]

Využívala se podobná tramvajová vozidla jako u koněspřežných tramvají. Sedadla se již více umísťují v příčném směru než podélném, jako to bylo u koněspřežných tramvají.

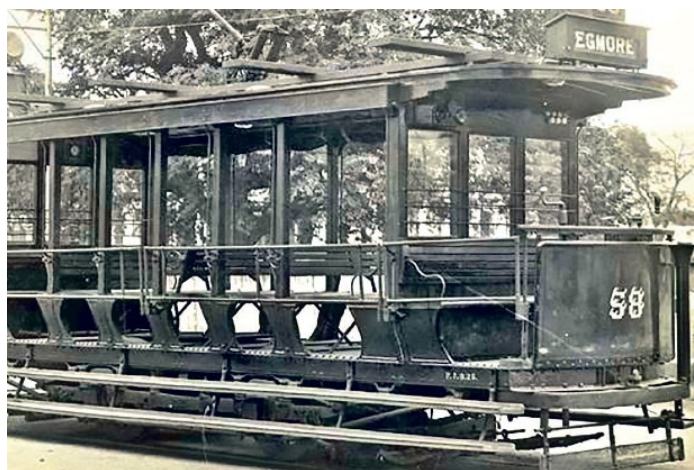


Obrázek 2.4 – Australská parní tramvaj, 1879 [7]

## 2.3 Elektrické tramvaje

První komerční elektrická tramvajová trať byla provozovaná v Lichterfelde poblíž Berlína v Německu v roce 1881. Postavil ji Werner von Siemens. Poté započaly roky vývoje elektrických vozů, které trvají dodnes [2].

První elektrické tramvaje měly uspořádaná sedadla obdobným způsobem jak u parních tramvají (Obr. 2.5). Dřevěná sedadla se skládají z překližky, konkrétně střídající se vrstvy jasanu a mahagonu. Sedadla časem objevují nové podoby. Začínají se rozšiřovat polstrované sedáky a opěráky, pro zvýšení pohodlí cestujících (Obr. 2.6). Polstruje se koženkou, později se objevují textilní potahy. V pozdějších letech se objevují materiály jako sklolaminát, nebo plast. Důraz je kladen i na bezpečnost, kdy se na jednotlivých sedadlech objevují držadla.



Obrázek 2.5 – Elektrická tramvaj, Indie, 1895 [8]



Obrázek 2.6 – Elektrická tramvaj, Los Angeles, 1920 [9]

## 2.4 Současný stav sedadel

Polstrovaná sedadla dominují svým pohodlím. Konkrétně dominují vyšší měkkostí a vyšším tepelným odporem. Nevýhoda sedadel je jejich náročnější údržba. Do sedadel se mohou vpít různé nečistoty a poté nemusí být příjemné cestujícím na takových sedadlech sedět. Také cena polstrovaného sedadla je vyšší než plastového, či dřevěného. Proto se od těchto typů sedadel pomalu začíná v tramvajích ustupovat. Materiál polstrování může být kombinace vlny s nylonem, vlny s polyamidem nebo vlny s polyesterem. Na obrázku 2.7 lze vidět současný stav polstrovaného sedadla pomocí vlny a nylonu.



Obrázek 2.7 – Polstrované sedadlo



Postupem času se začínají více vyrábět plastová sedadla (Obr. 2.8). Zapříčiněno je to jejich značnými výhodami jako nízká hmotnost, snadnější tvarování plastu má za následek lepší ergonomii a také jsou lehce čistitelné. Nevýhoda plastových sedadel je jejich tvrdost a malý tepelný odpor. Materiály pro tento typ sedadel se používají různé druhy termoplastů, např. polyethylen, nebo polyvinylchlorid.



**Obrázek 2.8 – Plastová sedadla [10]**

Dřevěná sedadla vyrobená z překližky (Obr 2.9) dodávají vozu přírodní vzhled a pozitivně působí na cestující. Výhody také objevují v nízké ceně a hmotnosti, snadné údržbě a charakterizují se vyšším tepelným odporem než plastová sedadla. Nevýhodou dřevěných sedadel je jejich klzkost, tvrdost při sezení a také jejich náchylnost na poškrábání způsobené vandaly.



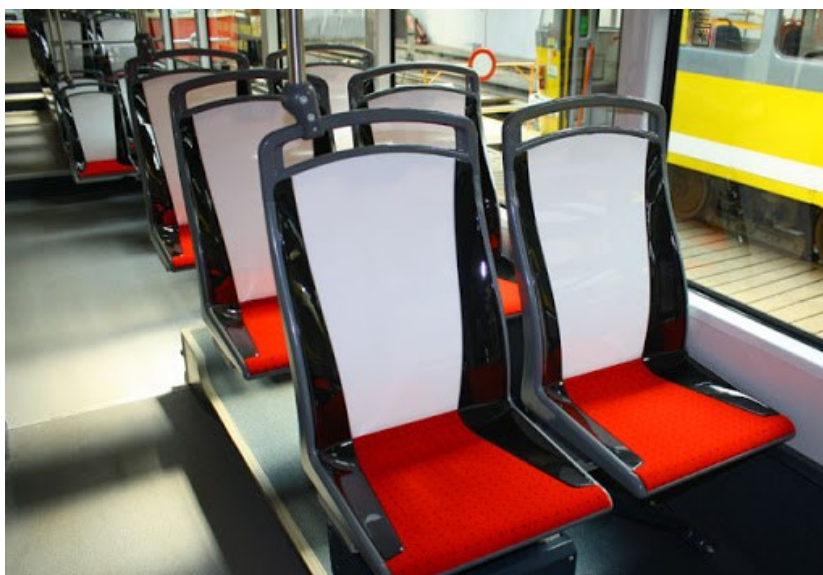
**Obrázek 2.9 – Dřevěná sedadla z překližky [11]**

Dřevěná i plastová sedadla lze obměnit podsedákem (Obr. 2.10), nebo polstrováním (Obr. 2.11). Těmito modifikacemi se odstraní nevýhody daných typů sedadel, ale naopak se objevují jiné nevýhody. Polstrování, nebo podsedáky se aplikují zejména pro zvýšení pohodlí. Těmito prvky se zvyšuje tepelný odpor a měkkost daných typů sedadel. Možností zdrsnění prvků pro sezení lze také docílit menší kluzkosti sedadel.



Obrázek 2.10 – Dřevěná sedadla s podsedákem

Polstrování a podsedáky vyřešili předešlé problémy, ale vznikají nové. Nevýhody jsou podobné jako u polstrovaných sedadel, zde je to zejména náročnější údržba sedáku. Nevýhodou je také vyšší cena a hmotnost sedadla.



Obrázek 2.11 – Plastová sedadla s polstrováním [15]

Sklolaminátová sedadla (Obr. 2.12) dominují svou ergonomií a nízkou hmotností. Sklolaminát má nízkou měrnou hmotnost, vysokou měrnou pevnost, je odolný proti korozi a má nízkou tepelnou vodivost. Nízká tepelná vodivost zaručuje cestujícím příjemné sezení v zimním období. Nevýhodou tohoto typu sedadel je jejich kluzkost. Výroba sklolaminátových sedadel zahrnuje nejprve natření, nebo stříkání pryskyřice do formy a následné přikládání skelných vláken. Skelná vlákna mohou být také přimíšena přímo do pryskyřice [16]. Z výroby lze pochopit zmíněnou dominantnost ergonomie sedadel, kdy mohou být tvarovány do různých tvarů.



Obrázek 2.12 – Sklolaminátová sedadla [17]

Kluzkost sedadel lze vyřešit zdrsněním sedáku. Na obrázku 2.13 jsou ukázaná sklolaminátová sedadla, která mají zdrsněný jak sedák, tak i opěrák. Materiál pro zdrsnění je na obrázku použit plast.



Obrázek 2.13 – Sklolaminátová sedadla s plastovým krytem sedáku a opěráku [18]

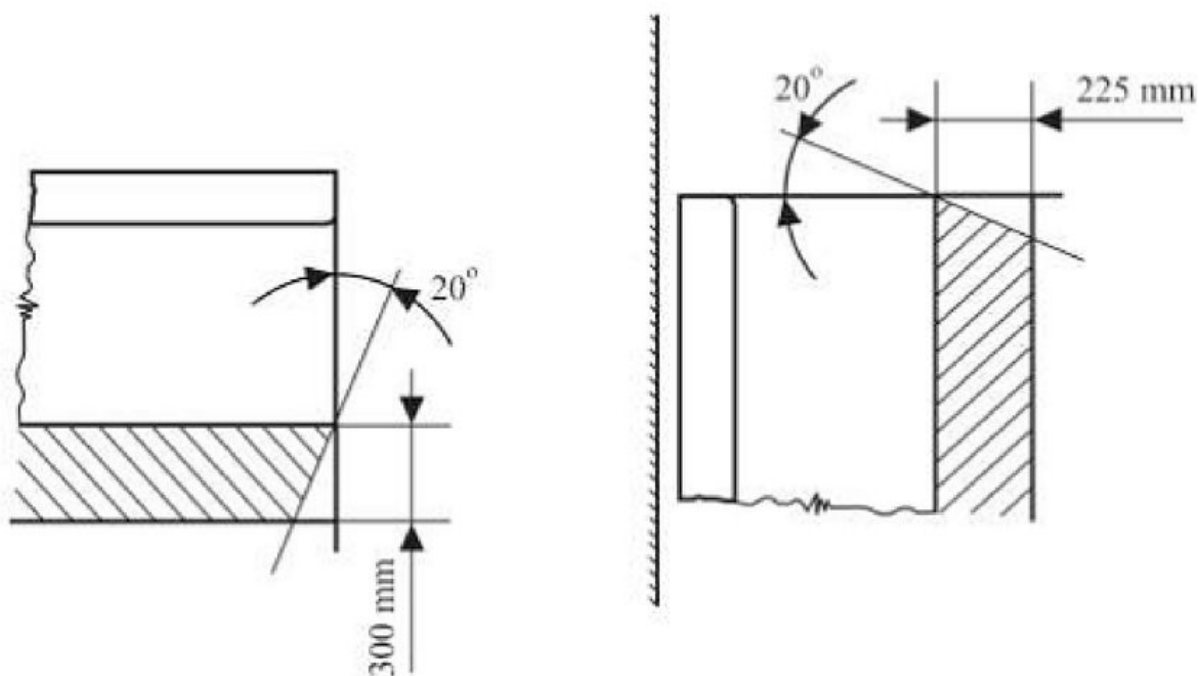


### 3 Ergonomické parametry sedadel

V tramvajovém vozu sedadla vymezují značnou část prostoru interiéru. Z tohoto důvodu jsou na sedadla kladeny velké množství požadavků. Jsou to například vlastní rozměry sedadla, barevné provedení, z jakých materiálů se sedadlo skládá, prostor pro cestujícího a umístění sedadla vůči ostatním sedadlům. Tyto parametry jsou dány normou a následně se podle nich odvíjí návrh samotných sedadel [12].

#### 3.1 Vzdálenost před sedadly

Tato vzdálenost by měla být 300 mm, a to před každým sedadlem kromě umístění sedadel bočně orientovaných, v tomto případě je možno tento rozměr zmenšit na 225 mm [13]. Na obrázku 3.1 znázorňuje vzdálenost před sedadly vyšrafovaná oblast. Tato vzdálenost umožňuje cestujícímu volný pohyb nohou při sezení.

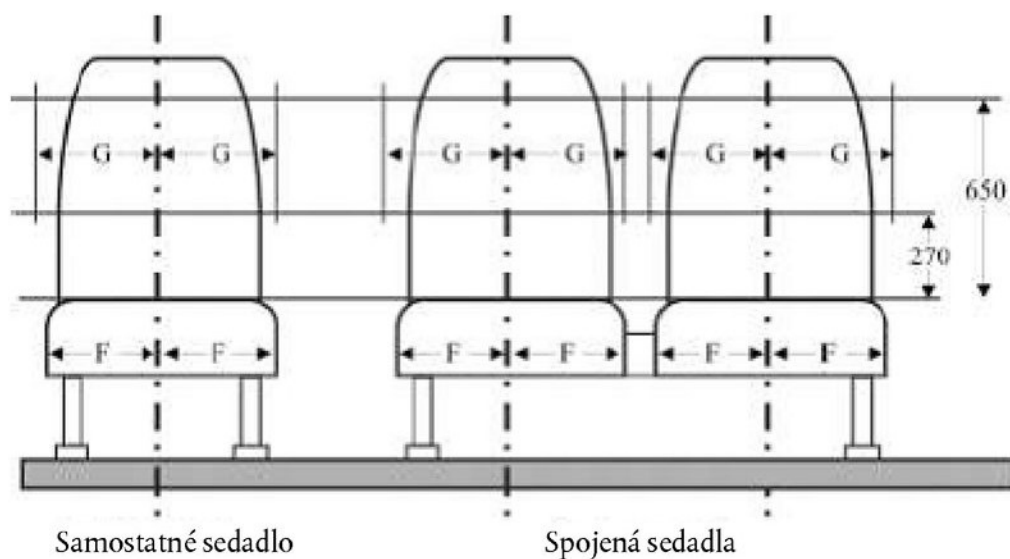


Obrázek 3.1 – Prostor před příčně orientovaným sedadlem (vlevo) a prostor před bočně orientovaným sedadlem (vpravo) [13]

#### 3.2 Šířka sedáku

Minimální šířka sedáku, rozměr „F“ (Obr. 3.2), měřená od svislé roviny procházející středem tohoto místa k sezení musí být 200 mm.

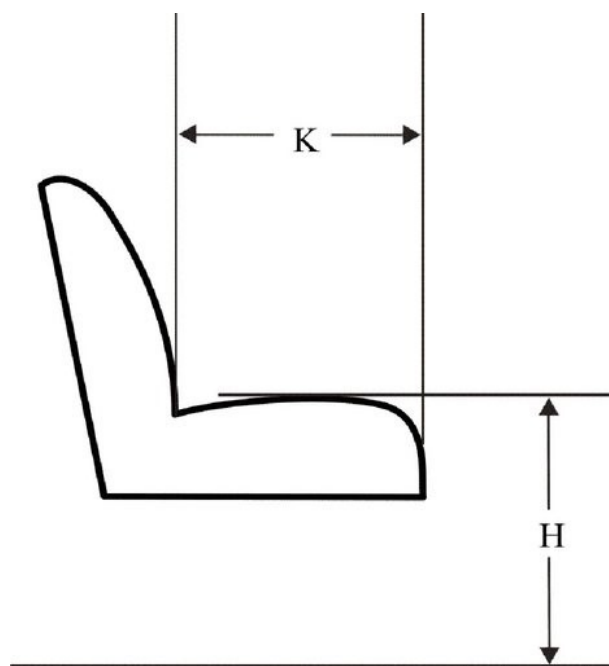
Minimální šířka prostoru pro cestujícího, která má být k dispozici k sezení, rozměr „G“ (Obr. 3.2), měřená od svislé roviny procházející středem tohoto místa k sezení ve výšce 270 mm až 650 mm nad nestlačeným sedákem nesmí být menší než 250 mm u samostatných sedadel, nebo 225 mm u řady sedadel pro dva nebo více cestujících [13].



Obrázek 3.2 – Šířka sedadel pro cestující [13]

### 3.3 Hloubka a výška sedáku

Minimální hloubka sedáku, rozměr „K“ (Obr. 3.3), musí být 350 mm. Výška sedáku, rozměr „H“ (Obr. 3.3), se měří od podlahy k horní přední části nestlačeného sedáku. Tato vzdálenost musí být mezi 400 mm a 500 mm [13].



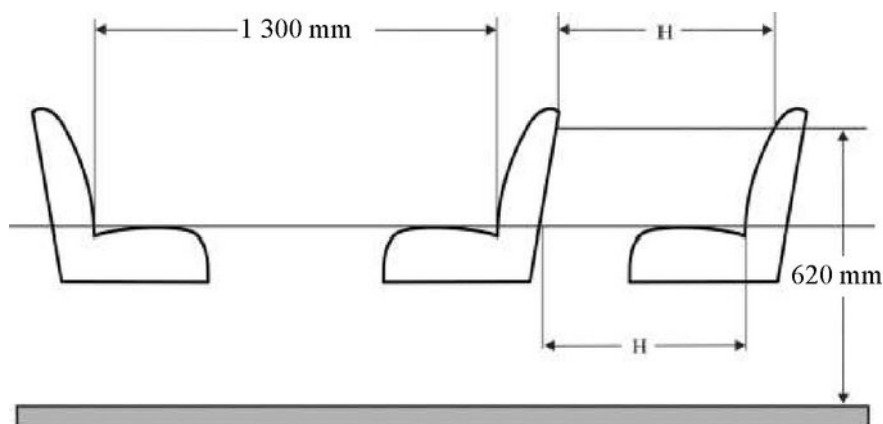
Obrázek 3.3 – Hloubka a výška sedadla [13]



### 3.4 Vzdálenost mezi sedadly

U sedadel směřujících stejným směrem se minimální vzdálenost mezi nimi, rozměr „H“ (Obr. 3.4), určuje od přední strany opěradla po zadní stranu opěradla sedadla před ním. Vzdálenost se měří ve výšce 620 mm nad podlahou. Tato vzdálenost mezi sedadly musí být větší než 650 mm.

U sedadel směřujících proti sobě se daná vzdálenost měří od nejvyšších bodů sedáků, na předních stranách opěradel k sobě. Vzdálenost těchto bodů musí být alespoň 1300 mm [13]. Pro vyšší kapacitu míst k sezení v tramvaji se vyplatí umístit sedadla stejným směrem, namísto proti sobě.

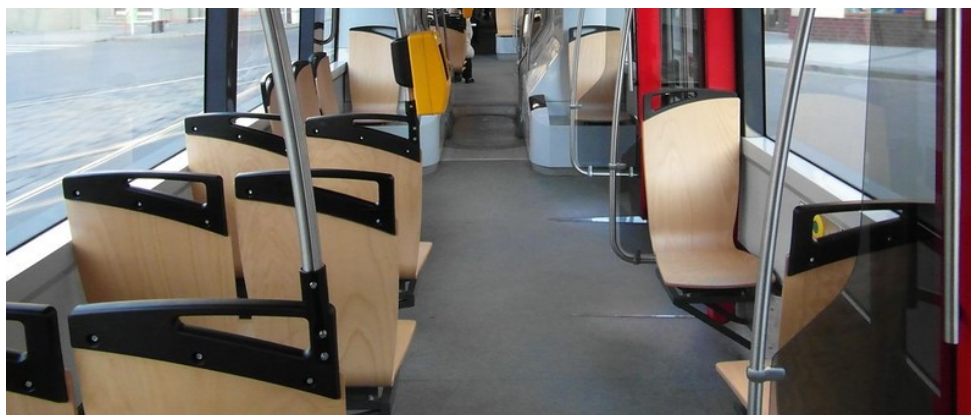


Obrázek 3.4 – Vzdálenost mezi sedadly [13]

### 3.5 Madla a držadla

Madla a držadla musí být zkonstruovaná a připevněná tak, aby cestujícím nepředstavovala nebezpečí zranění. Také musí být dostatečně pevná. Průřez madel a držadel musí umožňovat cestujícím snadné a pevné uchopení. Na madlech se nesmějí vyskytovat ostré ohyby. Povrch madel a držadel nesmí být kluzký a na rozdíl od okolí by měl mít kontrastní barvu.

Madla musí mít minimální délku 100 mm, aby se dala uchopit rukou. Všechny průřezy madla musí být větší než 20 mm a nepřesahující 45 mm. Mezera mezi madlem a sedadlem musí být po většině délky alespoň 40 mm [13]. Madla umístěna na dřevěných sedadlech lze vidět na Obrázku 3.5.



Obrázek 3.5 – Madla na dřevěných sedadlech [14]

## 4 Typy uchycení nosné konstrukce s vozem

### 4.1 Uchycení k podlaze

Uchycení konstrukce do podlahy klade důraz na modularitu a jednoduchost. Estetika a ergonomie zůstávají v pozadí. Konstrukce se skládá ze svařených plechových dílů. Hlavní nevýhodou těchto konstrukcí je, že narušují plochu podlahy, čímž komplikují její údržbu. Spodní část konstrukce je vystavena nečistotám a vodě, která se zde usazuje. To následně může snáz způsobit korozi, která snižuje pevnost a také estetiku dané konstrukce. Voda a nečistoty také pronikají přes spoje do podlahy, čímž se stává náchylnější ke korozi. Kvůli těmto nevýhodám se tento typ uchycení již nevyrábí. Na obrázku 4.1 jsou vidět sklolaminátová sedadla se zmíněným typem uchycení.



Obrázek 4.1 – Uchycení nosné konstrukce sedadel k podlaze [19]

### 4.2 Uchycení k podlaze a do bočnice

Uchycená konstrukce k podlaze a bočnici dominuje jednoduchostí, nízkou hmotností a cenou. Nevýhody jsou obdobné předchozímu typu uchycení, a to komplikovanější údržba podlahy a její necelistvost. Z důvodu zadržování vody a nečistot v místě uchycení je konstrukce a podlaha náchylnější ke korozi. Nevýhodou je i ergonomie, kdy cestujícím omezuje prostor pro nohy. Jednoduchost konstrukce je možné vidět na obrázku 4.2. Konstrukce se skládá z profilů svařených do jednoho svařence, který je pomocí šroubů uchycen do podlahy a bočnice vozu.



Obrázek 4.2 – Uchycení nosné konstrukce k podlaze a do bočnice

#### 4.3 Uchycení do sražené bočnice

Tato varianta se používá ve vozech, kde je část bočnice sražená pod úhlem. Konstrukce vykazuje lepší ergonomii než uchycení k podlaze. Výhodou také je, že konstrukce nenarušuje podlahu, čímž usnadňuje údržbu. Konstrukce se většinou skládá z ocelové podpěry, která drží dva mezikusy spojující sedadla (obr 4.3). Tyto mezikusy jsou kromě podpěry upevněny k bočnici vozu.



Obrázek 4.3 – Uchycení nosné konstrukce do sražené bočnice vozu



#### 4.4 Uchycení do bočnice

Uchycení konstrukce do bočnice vozu je nejžádanější z důvodu celistvosti podlahy, kdy je jednodušší údržba a také do podlahy neproniká voda a nečistoty. Tento typ také dominuje v oblastech ergonomie a estetiky. Konstrukce bývá obdobná předchozímu typu uchycení, akorát zde je spodní ocelová podpěra uchycena do bočnice vozu. Ukázka uchycení nosné konstrukce do bočnice vozu z pražského metra na obrázku 4.4.



Obrázek 4.4 – Uchycení nosné konstrukce do bočnice vozu [20]

Profilové tyče mohou být také nahrazeny ohýbanými plechy. Tyto plechy slouží jako podpěry sedadel. Konstrukce z ohýbaných plechů zakrývá uchycení do bočnice, případně svarové spoje a tímto se stává tato varianta estetičtější. Nevýhodou bývá vyšší hmotnost plechů. Pro odlehčení plechových dílů lze jejich vnitřní plochu odebrat (Obr. 4.5).



Obrázek 4.5 – Nosná konstrukce z plechových dílů [21]

## 4.5 Umístění sedadel na podesty

Tento typ uchycení se začal používat s příchodem nízkopodlažních vozů. V nízkopodlažních tramvajích vyčnívají z podlahy zakryté podvozky. Tento prostor je potřeba využít a řešením je umístění sedadel na podesty. Značnou výhodou tohoto typu umístění se stává skutečnost, že zde nemusí být použity nosné konstrukce sedadel. Nosnou konstrukcí se zde stávají samotné podesty. Tímto způsobem se plně využije prostor nad podvozky. Pokud má tramvaj symetrické podvozky, problémem se stává úzký prostor uličky. Nevýhodou takového umístění se také stává přístup k místům, ke kterým je potřebné překonat schod. Na obrázku 4.6 lze vidět typické umístění sedadel na podvozcích.



Obrázek 4.6 – Sedadla umístěna nad podvozky [22]

Umístění na podesty je také provedeno na obrázku 2.13, kde jsou oproti prvnímu způsobu použity asymetrické podvozky. Druhý způsob řeší problematiku s úzkou uličkou, kdy jsou na šířku vozu použity pouze tři sedadla namísto čtyř. Ze současných požadavků na nízkopodlažní tramvaje se z tohoto typu uchycení sedadel stává jeden z nejběžnějších.

Další způsob uspořádání sedadel nad podvozky lze vidět na obrázku 4.7



Obrázek 4.7 – Netradiční uspořádání sedadel umístěných nad podvozky [23]

## 5 Návrh nosné konstrukce sedadel

### 5.1 Kritéria nosné konstrukce

Nosná konstrukce tramvajových sedadel by měla co nejlépe splňovat následující kritéria: bezpečnost, hmotnost, cena, výrobitelnost, estetika, ergonomie, pevnost, variabilita, modularita, opravitelnost, údržba a odolnost proti vandalismu.

Bezpečnost – konstrukce by neměla obsahovat ostré hrany, neměla by přesahovat mimo sedadlo a také by zde neměly vyčnívat šrouby o které by se někdo mohl zranit.

Hmotnost – nosná konstrukce by měla mít co nejmenší hmotnost, aby se snížila celková hmotnost vozu. Snížením hmotnosti vozu se zaručí nižší spotřeba trakční energie a tím i nižší náklady na provoz.

Cena – cenu ovlivňuje použitý materiál, složitost a počet součástí.

Vyrobitelnost – požaduje se, aby součásti konstrukce byly jednoduše výrobitelné. Tento požadavek se klade z důvodu snížení ceny konstrukce.

Estetika – neměly by být viditelné spoje (šrouby, matice, svary), které kazí celkový dojem konstrukce. Nosná konstrukce by měla vypadat moderně, aby zaujala cestující a měli při jízdě dobrý pocit.

Ergonomie – hodnotí se podle toho, zda konstrukce nebrání nohám při sezení. Kolik místa nohám umožňuje a kolik naopak znemožňuje.

Pevnost – aby konstrukce byla dostatečně pevná, kde nebudou vznikat příliš velká napětí a deformace.

Variabilita – aby daná konstrukce byla schopna k modifikaci na jiné tramvajové vozy. Zejména přizpůsobením různým typům bočnic vozu. Také by měla být konstrukce modifikovatelná z dvousedadla na jedno sedadlo. Na nosné konstrukci by mělo být více míst pro uchycení se sedadly, z důvodu měnících se uchycovacích bodů v sedadlech.

Modularita – části konstrukce by měly být lehce sestavitelné. Spoje jednotlivých součástí by měly být přístupné pro montáž.

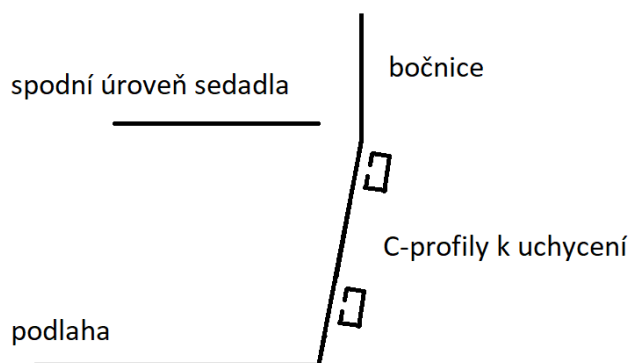
Opravitelnost – součásti konstrukce by měly být lehce rozebíratelné, aby se u oprav daly jednotlivé komponenty jednoduše vyměnit. Pro lepší opravitelnost konstrukce by měly dominovat spoje šroubové před spoji svarovými.

Údržba – nosná konstrukce by neměla překážet při údržbě podlahy tramvajového vozu.

Odolnost proti vandalismu – neměly by se na konstrukci nacházet viditelné spoje, které by byly snadné pro demontáž.

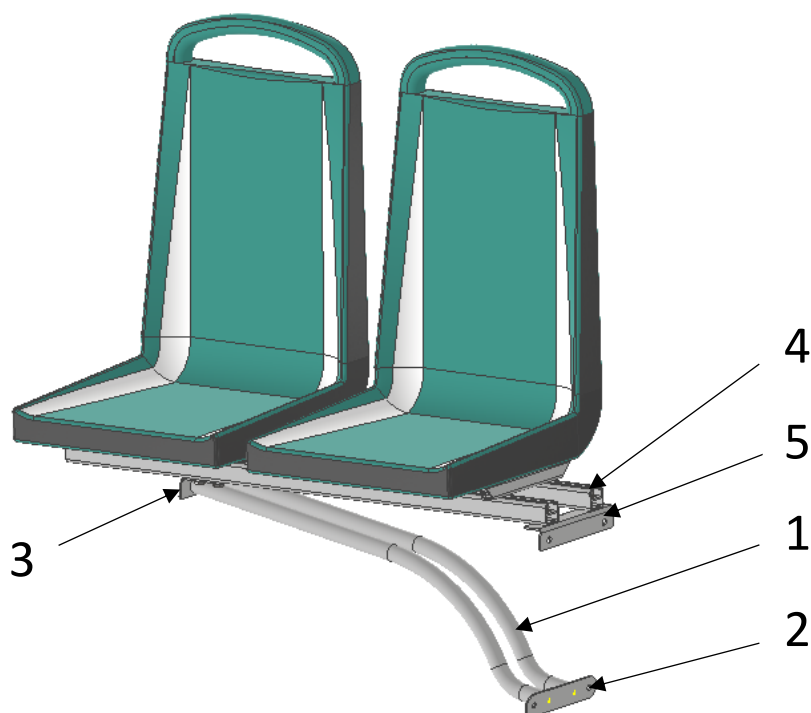
## 5.2 Navržená konstrukce

Podle požadavků firmy Škoda Transportation by měla být konstrukce uchycena do bočnice vozu. Tato bočnice je ve voze sražená pod úhlem  $10^\circ$  ke svislici a dosahuje do výšky spodní úrovně sedadla. V bočnici vozu se nachází dva C-profil, do kterých se konstrukce uchyťí. Oba profily jsou v bočnici pod stejným úhlem (Obr. 5.1).



Obrázek 5.1 – Schéma sražené bočnice

V prvním návrhu nosné konstrukce (Obr. 5.2) jsem dbal na ergonomii a údržbu tramvajového vozu. Podpěry z ohýbaných kruhových profilů (1) by cestujícím zajišťovaly více prostoru pro nohy a také by bylo více prostoru pro údržbu podlahy tramvaje. Profily mají na každém konci rovný řez a jsou svařeny na jednom konci s přírubou uchycující konstrukci s bočnicí vozu (2) a na druhém konci s ohýbaným plechem (3) držící H-profil. Podpěry jsou spojeny svarovým spojem na boční stěnu ohýbaného plechu. Podrobnější popis konstrukce je obsažen v druhém návrhu.



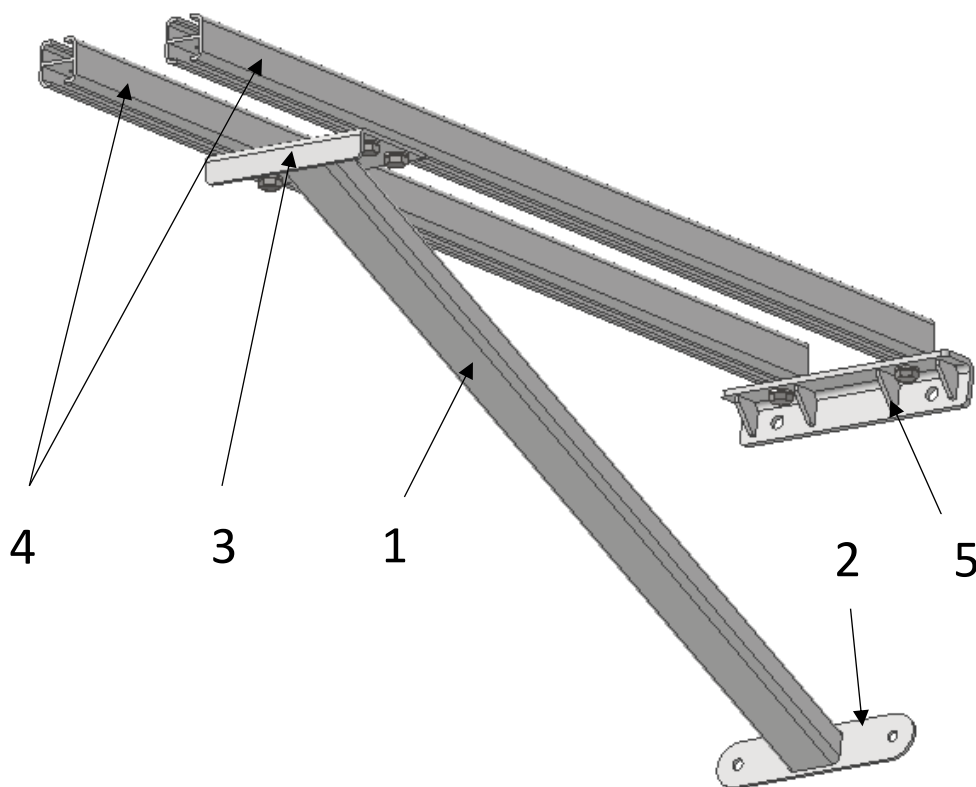
Obrázek 5.2 – První návrh nosné konstrukce

Po zhotovení pevnostní analýzy MKP v programu Inventor tato varianta nebyla vyhovující. Napětí v konstrukci se špatně přenášelo ze sedadel do podpěr a téměř veškeré napětí se přeneslo do horní příruby (5), která spojuje konstrukci s bočnicí. V této přírubě vznikala příliš vysoká napětí a také deformace ve vertikálním směru.

Zmíněnými problémy jsem se zabýval v druhém návrhu. První modifikací byla jedna dutá ocelová tyč s obdélníkovým průřezem namísto dvou ohýbaných ocelových kruhových profilů. Další změnou bylo svaření podpěry s ohýbaným plechem a přírubou. Konce podpěry jsou zakončeny šikmými řezy. Následně je podpěra svařena s ohýbaným plechem na plochu rovnoběžnou s H-profilu, a ne na boční stěnu, jak je tomu u prvního návrhu. Další úpravou bylo vyztužení plechového dílu spojující bočnici žebry. Tyto žebra přenáší mnohem lépe zatěžující síly ze sedadel do bočnice vozu. Vznikají zde mnohem nižší napětí, způsobené z ohybu, namísto toho se napětí díky žebřům přenáší do bočnice tlakem. S modifikovanou navrženou konstrukcí již budu nadále v práci počítat.

### 5.2.1 Popis navržené nosné konstrukce

Při návrhu nosné konstrukce jsem dbal zejména na hmotnost, ergonomii a cenu. Navržená nosná konstrukce (Obr. 5.3) se skládá z duté ocelové tyče obdélníkového průřezu (1), která je přivařena k přírubě (2). Na druhém konci je k ocelové tyči přivařen ohýbaný plech (3). Svařenec se dvěma profily průřezu H (4) spojují čtyři šrouby. Tyto profily jsou vyrobeny z duralu metodou protlačování a slouží jako uchycovací díly pro sedadla. Na druhém konci jsou pomocí dvou šroubů spojeny s ohýbaným plechem tvaru L (5), sloužící jako příruba k bočnici vozu. Plechová příruba do tvaru L je vyplněna žebry. Konstrukce je uchycena do bočnice vozu čtyřmi šrouby.



Obrázek 5.3 – Popis navržené nosné konstrukce



### 5.2.2 Kritéria navržené nosné konstrukce

Bezpečnost – konstrukce neobsahuje ostré hrany o které by se cestující mohl zranit. Plechové díly mají zaoblené rohy a jejich hrany jsou sražené. Šroubové spoje jsou umístěny uvnitř H profilů, tudíž nikam nevyčnívají. Konce H profilů jsou opatřeny plastovými záslepkami, které zakrývají ostré hrany.

Hmotnost – celková hmotnost konstrukce je 8,1 kg, což z ní dělá lehčí variantu. Průměrně se nosné konstrukce pohybují okolo 10 kg.

Cena – konstrukce se skládá z deseti dílů, přičemž různých součástí je zde šest. Až na svařovaný L-profil s žebry obsahuje konstrukce jednoduché součásti. Jednotlivé díly jsou vyrobeny z běžné oceli, kromě H profilů, které jsou vyrobeny z duralu. Díky nízké hmotnosti konstrukce budou nižší provozní náklady.

Vyrobitelnost – návrh obsahuje jednoduché součásti, které lze vyrobit pomocí pár technologických kroků.

Estetika – uchycená konstrukce do bočnice vozu se jeví moderně. Většina spojů je zakryto, což zlepšuje estetiku, naopak ji zhoršuje viditelný svar spojující podpěru a přírubu.

Ergonomie – cestujícímu blíže uličce konstrukce umožňuje libovolný pohyb nohou. Cestujícímu u bočnice vozu konstrukce lehce znemožňuje pohyb poblíž bočnice (Obr. 5.4).

Pevnost – v konstrukci se nevyskytují žádná kritická napětí, která by mohla vést k brzkému lomu.

Variabilita – pokud by se konstrukce měla přizpůsobit jinému úhlu zkosení bočnice, musely by se modifikovat součásti 1 a 5. Přizpůsobení dvousedadla na jedno sedadlo se stejným úhlem zkosení bočnice by bylo zapotřebí modifikovat součásti 1 a 4. U součásti 4, H profilu, by se modifikovala pouze její délka. Konstrukce je variabilní pro sedadla, kterým se uchycovací body mění v příčném směru (kolmo na směr jízdy). Jestliže se uchycovací body sedadel mění v podélném směru (ve směru jízdy), konstrukce se musí modifikovat. Změně by podléhaly součásti 3 a 5, u kterých by se změnila vzájemná vzdálenost děr pro uchycení H profilů.

Z těchto důvodů je konstrukce méně variabilní. Nejlépe se dá přizpůsobit sedadlům, kterým se mění uchycovací body v příčném směru.

Modularita – šroubové spoje jsou lehce dostupné k montáži. Svarovými spoji se modularita snižuje. Z důvodu převahy šroubových spojů nad svarovými se konstrukce stává modulárnější.

Opravitelnost – rozebíratelnými částmi jsou díly 4 a 5, zde by byla opravitelnost jednodušší. Pokud by bylo nutné provést výměnu součástí 1,2 nebo 3, musely by se dodat všechny tři součásti, které dohromady tvoří svařenec. Nerozebíratelné spoje snižují celkovou opravitelnost konstrukce.

Údržba – jelikož je nosná konstrukce uchycena do bočnice vozu, místa pro údržbu podlahy je dostatek.

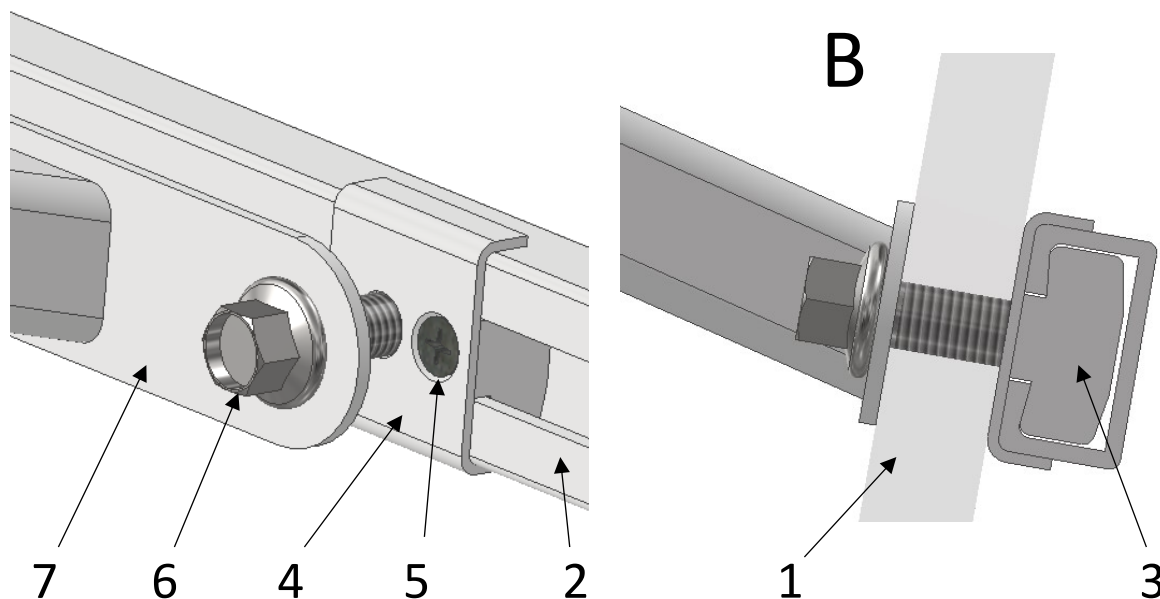
Odolnost proti vandalismu – většina šroubových spojů je v konstrukci skryto v H-profilech. Spoje uchycující konstrukci do bočnice jsou v horní části zakryty žebry. Jediné volně dostupné šroubové spoje se nachází v dolním uchycovacím bodu do bočnice. Z tohoto hlediska se konstrukce stává ve velké míře odolná proti vandalismu.



Obrázek 5.4 – Nárys nosné konstrukce

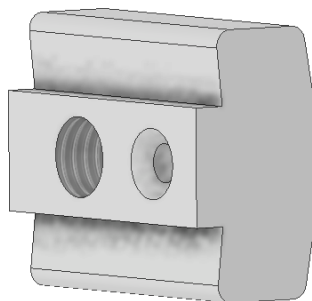
### 5.3 Uchycení nosné konstrukce s bočnicí vozu

Nosná konstrukce je k bočnici (1) uchycena pomocí čtyř šroubů. V hrubé stavbě bočnice vozu jsou zabudovány dva C-profilů, které jsou zde ukotveny. V C-profilech (2) se nachází speciální standardizovaná matice (Obr. 5.6), takzvaný kámen (3), jehož tvar kopíruje vnitřní obrys profilů. Skrz kámen vedou závitové díry. Mezi bočnicí vozu a C-profilem je umístěná podložka (4). Ta je spojena s maticí pomocí šroubu s kuželovou hlavou (5) a brání C-profilům v rozevření [24]. Detailní pohledy uchycení nosné konstrukce do bočnice lze vidět na obrázcích 5.5 a 5.8.



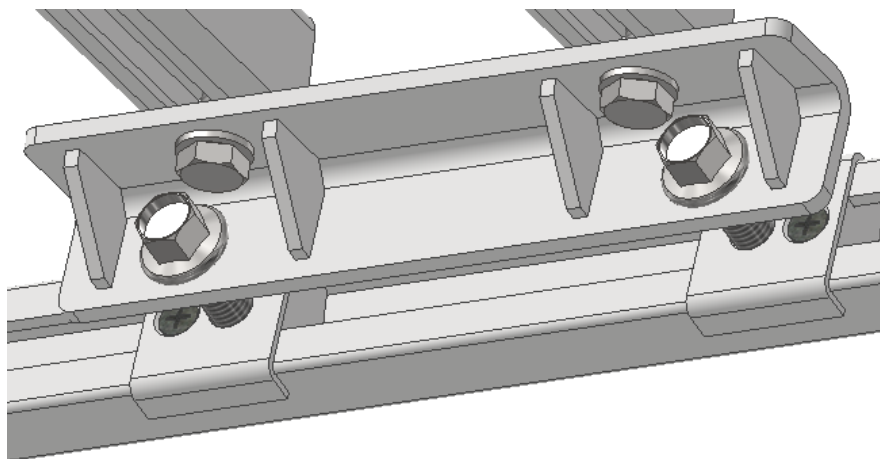
Obrázek 5.5 – Popis uchycení nosné konstrukce do bočnice

Šestihranný šroub s přírubou (6) je umístěn na přírubě nosné konstrukce (7) a následně vede skrz bočnici vozu, podložku a končí v matici.

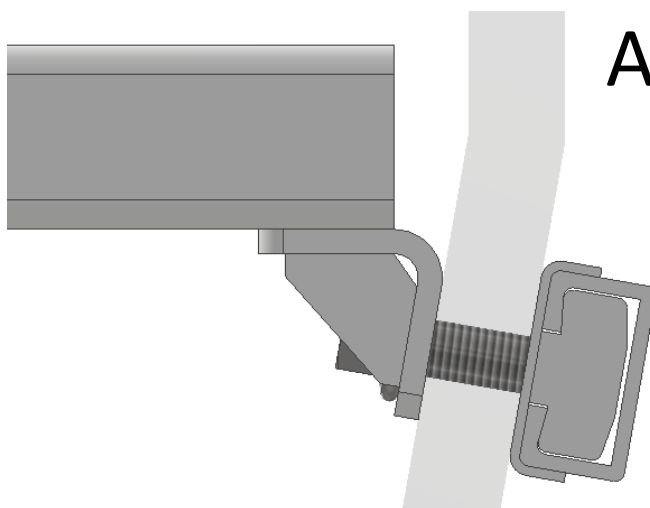


Obrázek 5.6 – Matice v C-profilu

Tentýž způsobem je provedeno spojení s horním C-profilem, kde jsou pouze šestihranné šrouby umístěny na L profilu nosné konstrukce (Obr. 5.7). Pro spojení přírub s bočnicí jsou použity šrouby M12 se šestihrannou hlavou s vroubkovaným nákrůžkem.



Obrázek 5.7 – Horní uchycení konstrukce do bočnice



Obrázek 5.8 – Detail horního uchycení konstrukce do bočnice

## 6 Návrh sedadla

### 6.1 Kritéria při návrhu sedadla

Při návrhu sedadla jsou zapotřebí brát v úvahu obdobné požadavky jako u nosné konstrukce. Základní požadavky při návrhu sedadla jsou: bezpečnost, hmotnost, cena, ergonomie, pevnost, údržba, estetika, tepelný odpor a opravitelnost.

Bezpečnost – sedadlo by nemělo mít ostré hrany, o které by se mohl cestující zranit. Také by mělo obsahovat držadlo.

Hmotnost – požadujeme co nejmenší hmotnost sedadla.

Cena – závisí zejména na použitých materiálech a složitosti sedadla.

Ergonomie – sedadlo by se mělo mít tvar přizpůsobený lidskému tělu.

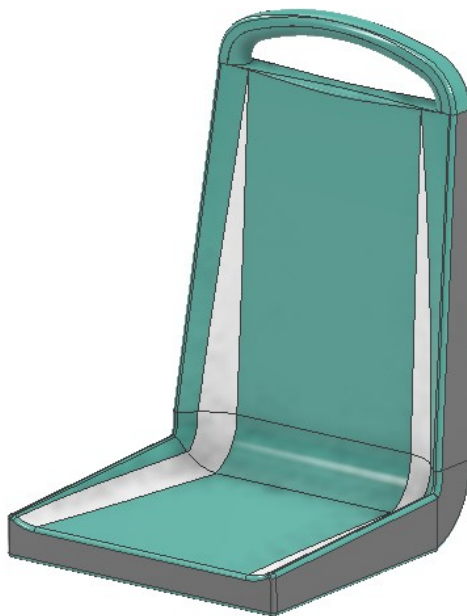
Pevnost – sedadlo musí být schopno odolávat vnějším vlivům, jako je například vandalismus. Také by nemělo být příliš pružné.

Údržba – při údržbě je důležitý použitý materiál. Sedadlo by mělo umožnit snadnou údržbu.

Estetika – vzhled by měl být podobný se stylem tramvaje. Estetika sedadla může pozitivně ovlivnit psychiku cestujících.

Tepelný odpor – představuje udržitelnost tepla v materiálu sedadla. Tepelný odpor sedadla je důležitý zejména v zimním období, kdy ho chceme docílit co největší.

Opravitelnost – zda by se při poškození muselo měnit celé sedadlo, nebo pouze část. Důležitá je také snadná výměna podsedáku.



Obrázek 6.1 – Navržené sedadlo

## 6.2 Kritéria navrženého sedadla

Sedadlo je vymodelováno pouze jako jednolitý díl, ale v kritériích budu uvažovat reálnější podobu, a to duté sedadlo vyplněno žebry.

Materiál – navržené sedadlo je plastové (Obr. 6.1)

Bezpečnost – sedadlo má všechny své hrany zaoblené, tudíž působí pro cestujícího bezpečně. Na opěráku sedadla je umístěno držadlo, které napomáhá cestujícím při jízdě ve stoje k udržení stability. Držadlo také napomáhá cestujícím při vstávání ze sedadla.

Hmotnost – z důvodu použití plastu je hmotnost sedadla nižší.

Cena – sedadlo se skládá pouze z plastového materiálu, který není příliš drahý. Také není složeno z více dílů a spojů, které by prodražily náklady na sedadlo.

Ergonomie – opěrák sedadla je zkosen pod úhlem  $4^\circ$ . Toto zkosení zajišťuje cestujícímu pohodlnější sezení. Vystouplé boky sedadla zajišťují lepší obrys těla při sezení. Sedák je také zkosen, a to pod úhlem  $2^\circ$ . Zkosený sedák přispívá k menší kluzkosti sedadla při rozjezdech a zejména při brždění vozu. Sedák je navíc lehce zdrsňen, aby přispěl k menší kluzkosti sedadla.

Údržba – plastová sedadla jsou známa tím, že nepodléhají náročné údržbě. Z plastu se dají pomocí přípravků lehce odstranit obvyčejné nečistoty až po nápisy od vandalů. Plast není nasákavý a přípravky se do sedadla nepohlcují. Jelikož je sedadlo navrženo z jednoho materiálu, nemusí se při údržbě aplikovat více typů přípravků.

Estetika – barvy sedadla se mohou volit libovolně. Nejlépe tak, aby sedadlo mělo podobné barvy jako tramvajový vůz. Dvousedadlo v kombinaci s navrženou nosnou konstrukcí (Obr. 6.2).

Pevnost – sedadlo je uvnitř vyztuženo žebry, které napomáhají k pevnosti sedadla.

Tepelný odpor – udržitelnost tepla v plastovém sedadle je nižší. Problém by nastával zejména v zimním období. Řešením by bylo přidání podsedáku, který by mohl být například koženkový. Tímto by se zvýšil tepelný odpor a také by se zvýšila spokojenost cestujících v zimním období.

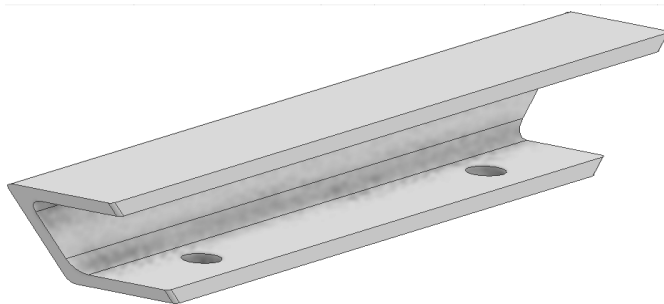
Opravitelnost – sedadlo se skládá pouze z jednoho dílu, tudíž by se muselo při poškození vyměnit celé. Výměna sedadla by neměla být častá, jelikož jeho snadná údržba napomáhá životnosti.



Obrázek 6.2 – Dvousedadlo s nosnou konstrukcí

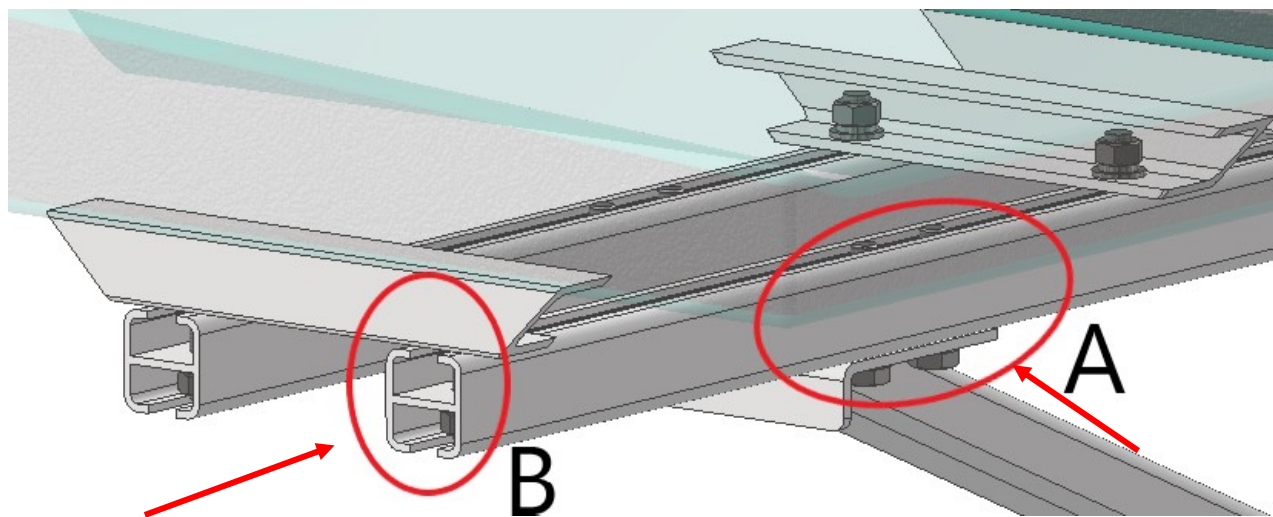
### 6.3 Uchycení sedadla s nosnou konstrukcí

Nosnou konstrukci se sedadlem spojují dva ocelové U-profilý (Obr. 6.3). V těchto dílech jsou díry pro šrouby. Spodní strana ocelového dílu je s nosnou konstrukcí, konkrétně H-profilem, spojena pomocí dvou šroubů. Horní strana dílu je se sedadlem spojena pomocí metakrylátového konstrukčního lepidla. Výhoda lepeného spoje je ta, že nemusíme brát v úvahu stejné pozice děr v konstrukci sedadla a mezikusu. Nevýhodou se stává, že je spoj nerozebíratelný. Dané řešení není ideální, ale pro zhotovení následných pevnostních výpočtů v práci bude postačující. V praxi by tento problém vyřešila ocelová konstrukce přímo v sedadle. Konstrukce v sedadle by se následně mohla spojit s mezikusem pomocí šroubů. Také by se tímto způsobem zlepšila pevnost sedadla, kdy by mohla ocelová konstrukce v sedadle pokračovat až do opěráku. Dalším řešením by byla konstrukce uvnitř sedadla, která by nepotřebovala žádné mezikusy. Pokud by konstrukce byla vhodně zhotovena, mezikusy by zde ztrácely význam a sedadlo by se uchycovalo přímo na H-profil. Tímto způsobem by se hodně ušetřilo na šroubových spojích, spojující mezikus s H-profil, které by nebyly potřebné.



Obrázek 6.3 – Díl spojující sedadlo s nosnou konstrukcí

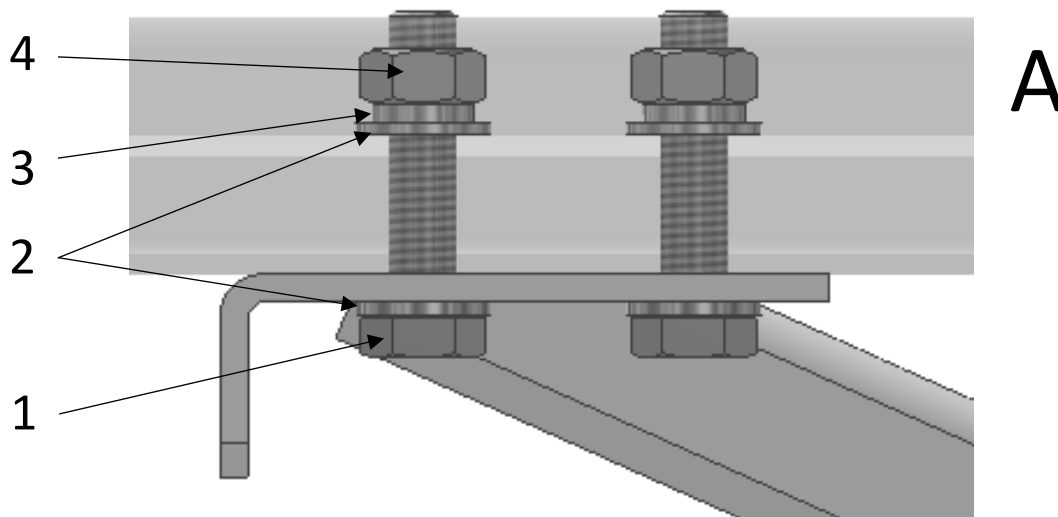
Obecně výhoda mezikusu je variabilita. Nemusíme být závislí na pevných uchycovacích bodech sedadla, pouze změním pozice děr na mezikusu. Další výhodou mezikusu je opravitelnost. Pokud by došlo k poškození způsobené vandalizmem, byl by to právě mezikus, který by se první poškodil. Poté by bylo snazší vyměnit pouze mezikus, namísto dílů z nosné konstrukce. Mezikusy zajišťují přenesení zatížení ze sedadla na větší plochu, namísto toho, kdyby sedadlo byla upevněna přímo na H-profil. Díky nim také vznikají menší ohybové momenty v přední a zadní části sedadla. Detailní pohled spojení mezikusů s H-profil a sedadlem na obrázku 6.4.



Obrázek 6.4 – Pohled na spojovací mezikusy v sestavě

## 6.4 Šroubové spoje v konstrukci

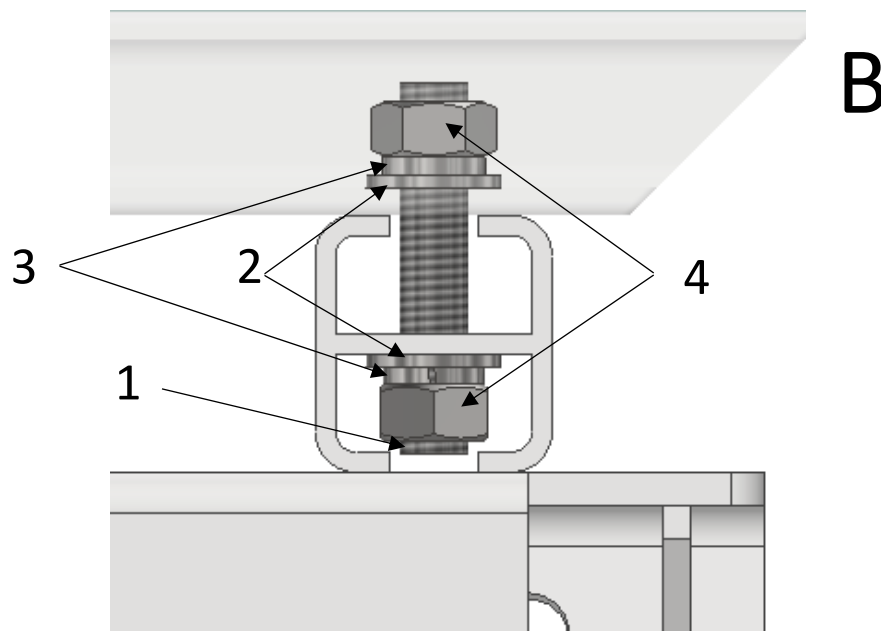
Šroubové spoje spojující H-profil a plechové díly se skládají ze šroubů se šestihrannou hlavou ISO 4017 – M10x45, plochých podložek ISO 7089 – M10, pružných podložek CSN 02 1740 – M10 a matic se šestihrannou hlavou ISO 4032 – M10. Na obrázku 6.5 jsou pro lepší viditelnost šroubového spoje H-profil průhledné. Třída pevnosti pro šrouby je zvolena 6.8.



Obrázek 6.5 – Šroubový spoj spojující H-profil a plechový díl

1 – šroub se šestihrannou hlavou, 2 – ploché podložky, 3 – pružná podložka,  
4 – matice se šestihrannou hlavou

Šroubové spoje spojující H-profil s U-profilu obsahují stejné spojovací díly jako u předchozího šroubového spoje s výjimkou šroubu. Šroub je zde použit závrtný DIN 976-1 A – M10x55. Na obrázku 6.6 jsou pro lepší viditelnost U-profilu průhledné a spojovací díly z detailu A neviditelné.

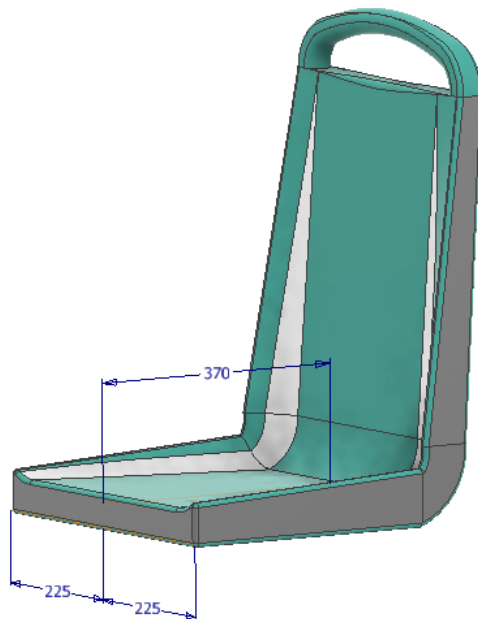


6.6 – Šroubový spoj spojující H-profil a U-profil

1 – závrtný šroub, 2 – ploché podložky, 3 – pružné podložky,  
4 – matice se šestihrannou hlavou

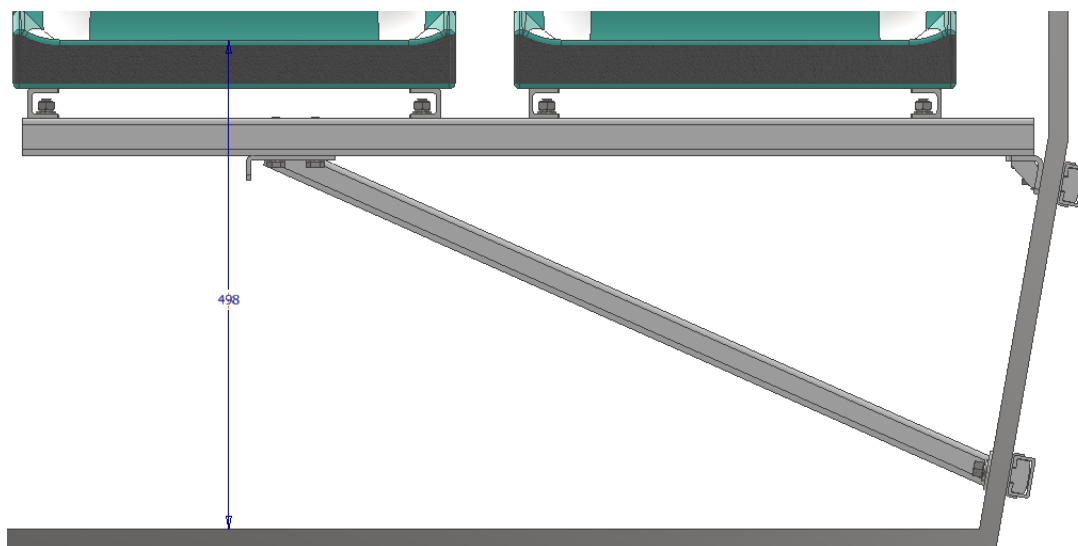
## 6.5 Ergonomie navrženého sedadla

Minimální šířka sedáku měřená od svislé roviny procházející středem tohoto místa k sezení musí být 200 mm. Navržený sedák má šířku naměřenou od středu 225 mm, tudíž tuto podmínku splňuje. Hloubka sedáku činí 370 mm, přičemž minimální vzdálenost musí být 350 mm. Šířka a hloubka sedáku je zobrazena na obrázku 6.7.



Obrázek 6.7 – Šířka a hloubka sedadla

Výška sedáku měřená od podlahy tramvaje se rovná 498 mm (Obr. 6.8), přičemž se tato hodnota musí pohybovat v rozmezí 400 až 500 mm. Sedadlo obsahuje madlo, které má délku 320 mm. Většina průřezů madla se pohybuje okolo průměru 35 mm. Minimální rozměr pro délku madla je 100 mm a hodnoty většiny průřezů madla musí být větší než 20 mm a menší než 45 mm. Také musí být splněna minimální mezera mezi madlem a sedadlem. Mezera pro uchopení u navrženého sedadla má po většině své délky vzdálenost 60 mm, tudíž splňuje minimální podmínku 40 mm.



Obrázek 6.8 – Výška sedáku od podlahy

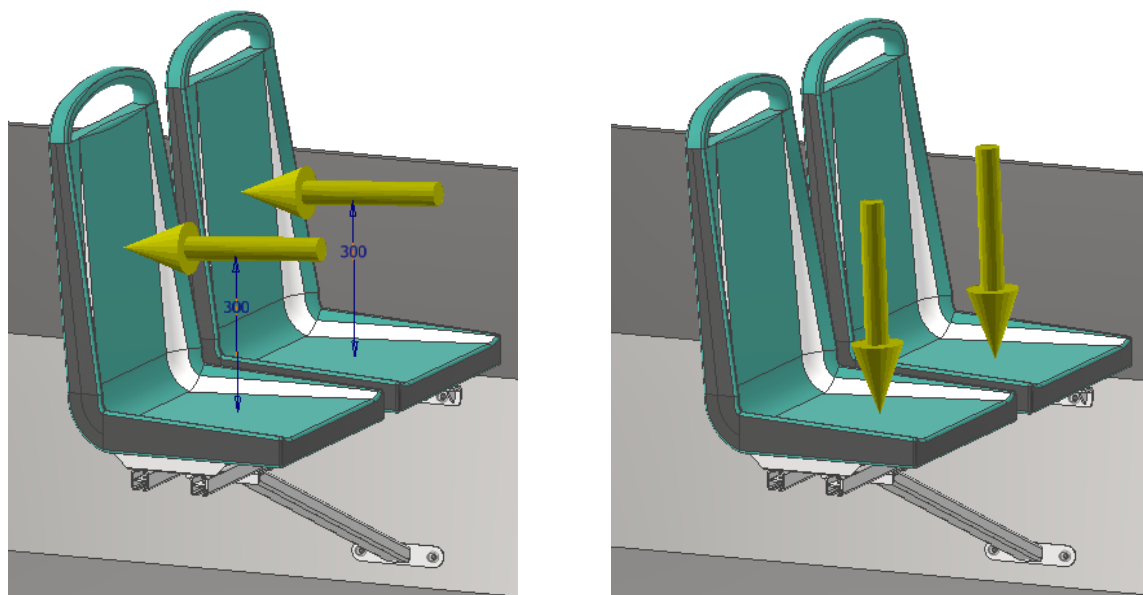


## 7 Pevnostní výpočet

V této kapitole se zabývám pevnostními výpočty sedadla a nosné konstrukce. Sedadlo a nosná konstrukce se musí pevnostně prověřit při běžných podmínkách, ale i při extrémních, které nastávají při vandalismu.

### 7.1 Zatěžující síly

Ve výpočtech nosné konstrukce budu uvažovat zkušební síly statického zatížení dle ČSN 12 663. Norma uvádí zatěžující vertikální sílu na jedno sedadlo 1000 N. Tato síla je umístěna v těžišti sedáku. Velikost horizontální síly uvádí norma 1500 N a působí na opěrák sedadla ve výšce 300 mm od horní plochy sedáku. Nosnou konstrukci je nutno na základě zkušeností přezkoušet silami způsobené vandalismem v podélném směru:  $m_{sed} \cdot 5g$ , a příčném směru:  $m_{sed} \cdot 1g$ .



Obrázek 7.1 – Umístění zatěžujících horizontálních (vlevo) a vertikálních (vpravo) sil

Hmotnost sedadla  $m_{sed}$  se pohybuje okolo 5 kg. V pevnostních výpočtech budu uvažovat nejhorší variantu zatížení, a to provozní síly + síly způsobené vandalismem.

#### Provozní síly:

$$F_{zp} = 1000 \text{ N}; F_{xp} = 1500 \text{ N}.$$

#### Síly způsobené vandalismem:

$$F_{zv} = m_{sed} \cdot 1g = 5 \cdot 1 \cdot 9,81 \doteq 50 \text{ N} \quad (7.1)$$

$$F_{xv} = m_{sed} \cdot 5g = 5 \cdot 5 \cdot 9,81 \doteq 245 \text{ N} \quad (7.2)$$

#### Výsledné zatěžující síly:

$$F_z = F_{zp} + m_{sed} \cdot 1g = 1000 + 5 \cdot 9,81 \doteq \mathbf{1050 \text{ N}} \quad (7.3)$$

$$F_x = F_{xp} + m_{sed} \cdot 5g = 1500 + 5 \cdot 5 \cdot 9,81 \doteq \mathbf{1745 \text{ N}} \quad (7.4)$$

kde

$F_{zp}$  – provozní vertikální síla [N]

$F_{xp}$  – provozní horizontální síla [N]

$F_{zv}$  – vertikální síla způsobená vandalismem [N]

$F_{xv}$  – horizontální síla způsobená vandalismem [N]

$F_z$  – výsledná vertikální síla [N]

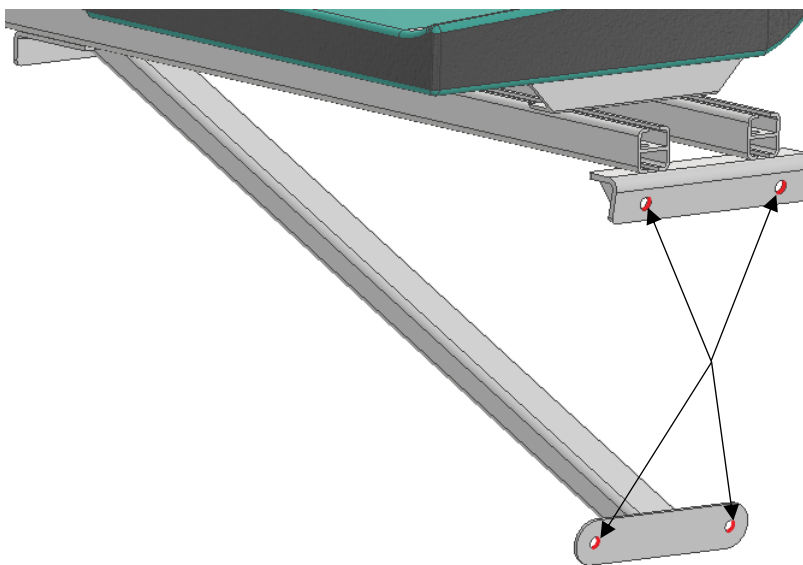
$F_x$  – výsledná horizontální síla [N]

## 7.2 Výpočet metodou konečných prvků (MKP)

Metoda konečných prvků byla zhotovena v programu Inventor Professional 2020 od firmy Autodesk. Nejprve jsem zvolil okrajové podmínky, zobrazil síť modelu a následně provedl simulaci. Výsledkem metody konečných prvků je zobrazení průběhu napětí a posunutí v konstrukci. Výsledky jsou v programu dosaženy diskretizací modelu a následným řešením soustav lineárních rovnic. Výsledné napětí analýzy je udáváno v napětí Von Mises, což je redukované napětí dle hypotézy HMM. V této hypotéze rozhoduje o stavu napjatosti měrná energie napjatosti na změnu tvaru. Napětí Von Mises je relevantní porovnávat s dovoleným napětím materiálu.

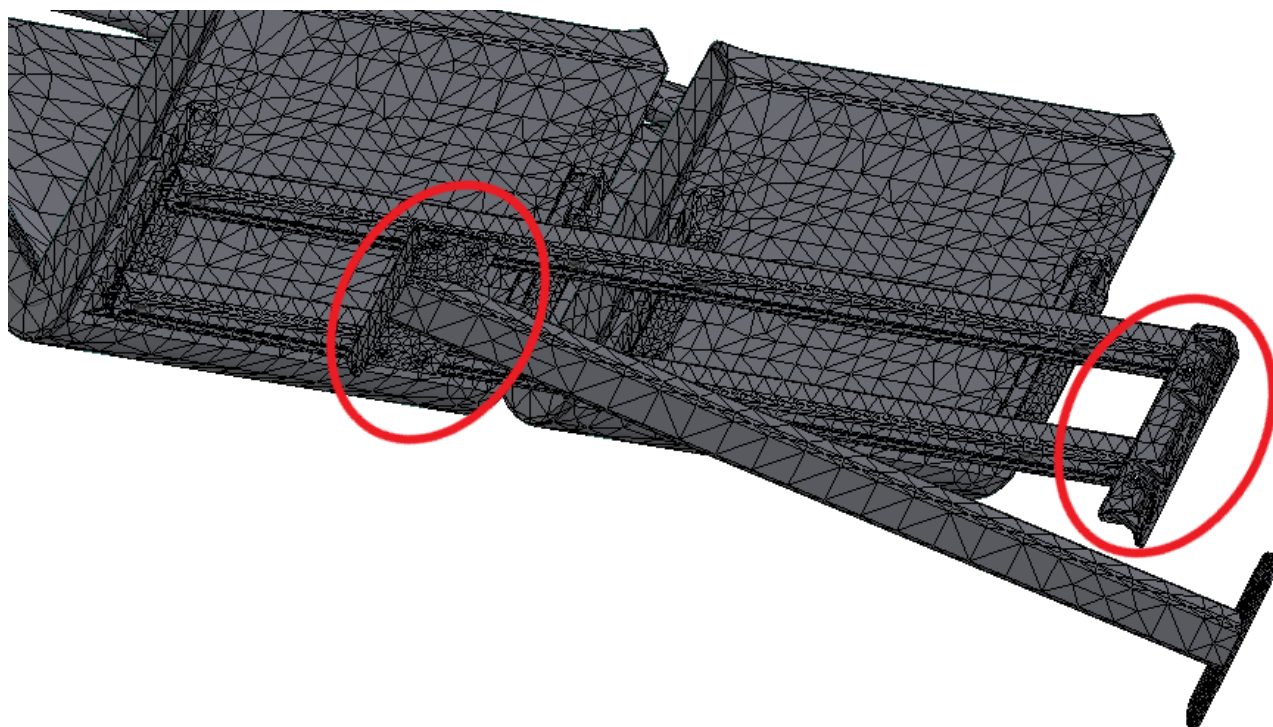
### 7.2.1 Okrajové podmínky

Předpokládám, že C-profilů jsou v bočnici absolutně tuhé, tudíž umísťuji pevné vazby na stykové plochy přírub s kotvicími šrouby (Obr. 7.2 – červeně vyznačené plochy). Poloha zatěžujících sil je zobrazena na obrázku 7.1 a popsána v kapitole 7.1. Velikost horizontální síly zadávám 1750 N a vertikální síly 1050 N. Poslední podmínkou je definice materiálu. Materiál součástí volím nelegovanou jakostní konstrukční ocel ČSN 11503 (S355J2G3 dle EN 10025) s mezí kluzu  $R_e = 355$  MPa, další vlastnosti materiálu viz. [25]. Materiál H-profilů volím EN AW-6061 s mezí kluzu  $R_e = 250$  MPa, viz. [26].

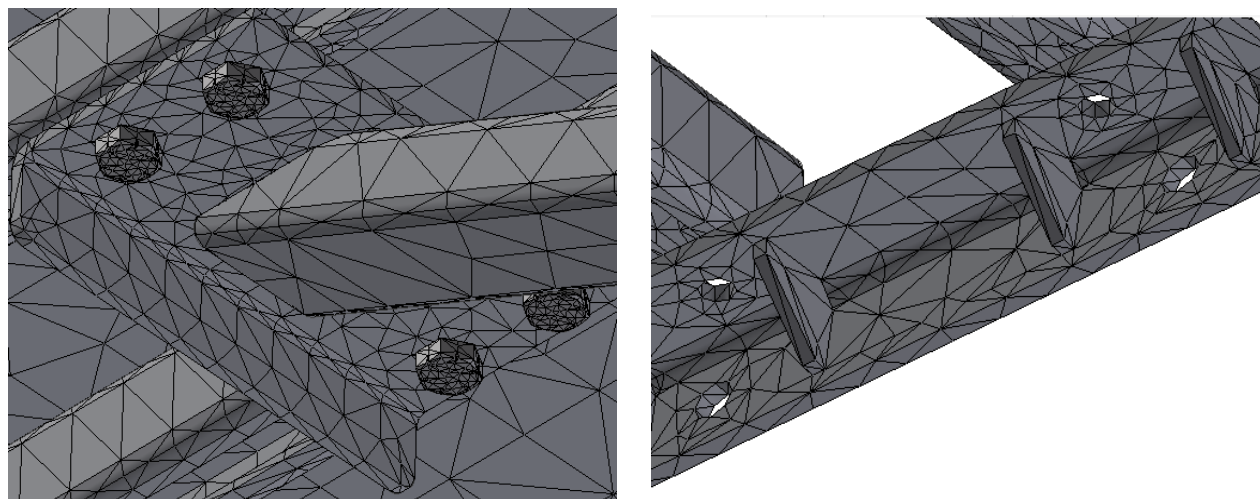


Obrázek 7.2 – Umístění pevných vazeb pro MKP analýzu

Před spuštěním simulace si zobrazím síť (Obr. 7.3), abych zjistil, kde se zhušťuje a jestli je hustota sítě dostačující. Pokud by nebyla hustota sítě v kritických místech dostačující, výsledky by nebyly příliš přesné. Síť je vytvořena přímými prvky, převážně čtyřstěny. Průměrná velikost prvků je zadána 0,1, což určuje velikost prvku vzhledem k velikosti modelu. Síť se zhušťuje ve šroubech, okolo děr, v rádiích a v okolí dotyků součástí. Kritická místa budu očekávat v místech uchycení H-profilů s L-profilem, kotvicím konstrukci do bočnice a také v místě spojení duté ocelové tyče s obdélníkovým průřezem a ohýbaného plechu (Obr. 7.4).

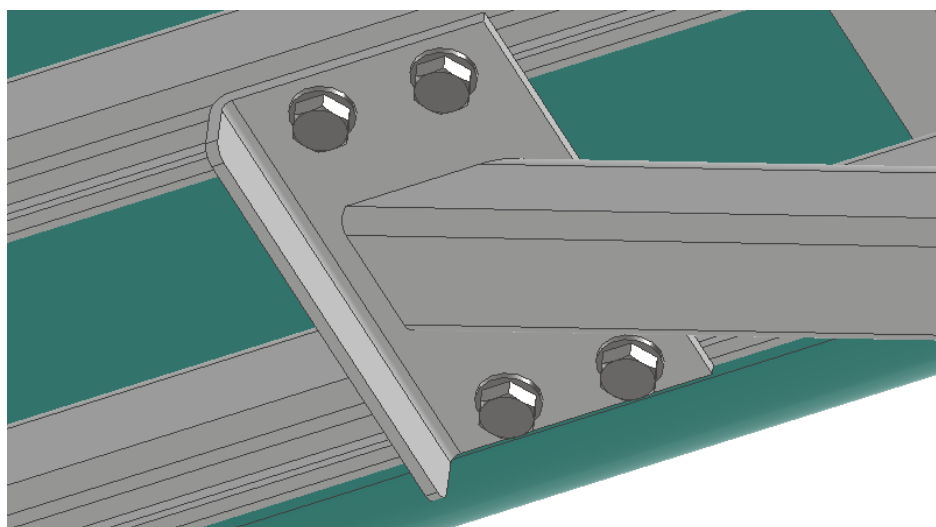


Obrázek 7.3 – Zobrazení sítě modelu



Obrázek 7.4 – Detailní pohledy oblastí se zhuštěnou sítí

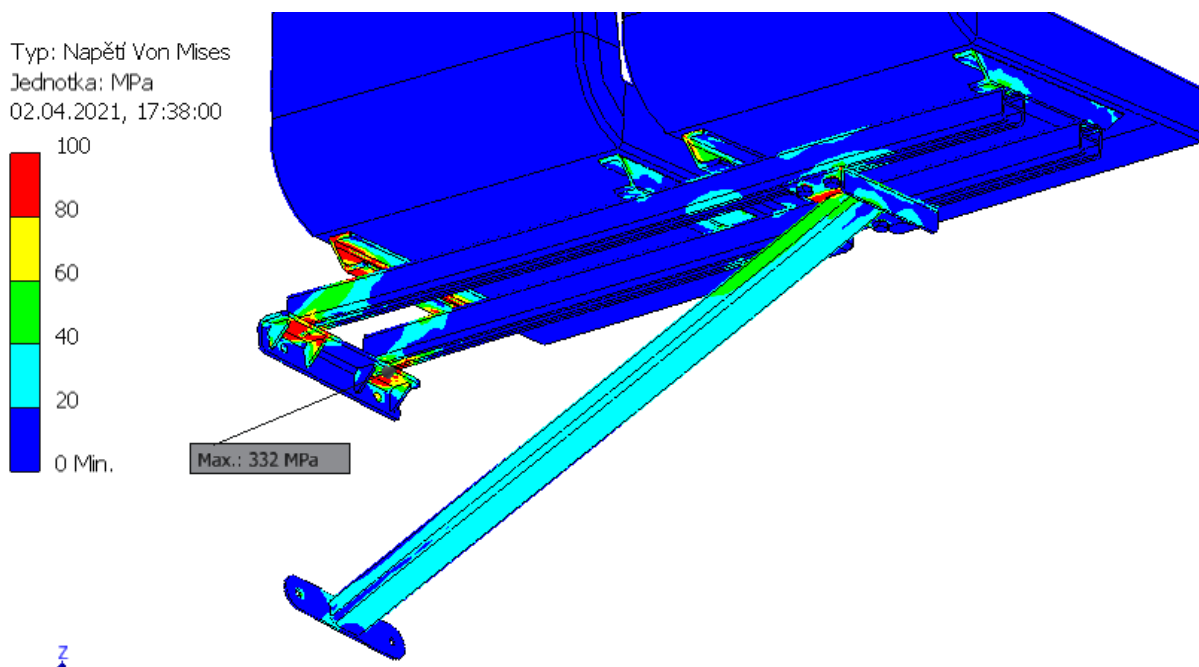
Pro zjednodušení analýzy zde nebudu zahrnovat šroubové spoje, které by na výsledky neměly znatelný vliv. Do studie zahrnu ze šroubových spojů pouze šrouby spojující svařenec s H-profilu (Obr. 7.5). Na stykové plochy těchto součástí zadám posuvný dotyk bez oddělení. Tento typ dotyku také zvolím pro kontaktní plochy přírub s bočnicí vozu. Zbylé dotyky ponechávám vázané.



Obrázek 7.5 – Použité šrouby pro MKP analýzu

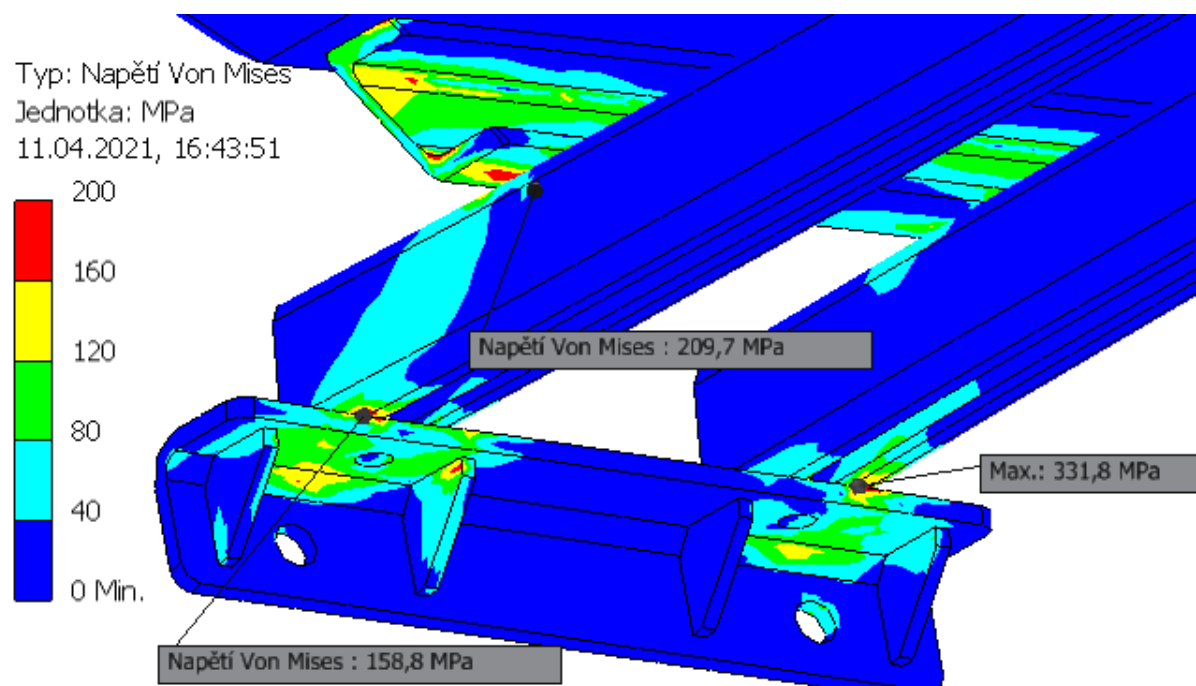
### 7.2.2 Výsledky MKP analýzy

Pro lepší znázornění napětí v celé konstrukci jsem zvolil stupnici 100 MPa (Obr. 7.6). Z obrázku je patrné, že největší napětí se koncentrují v horní přírubě a oblasti směrem k mezikusu spojující sedadlo.



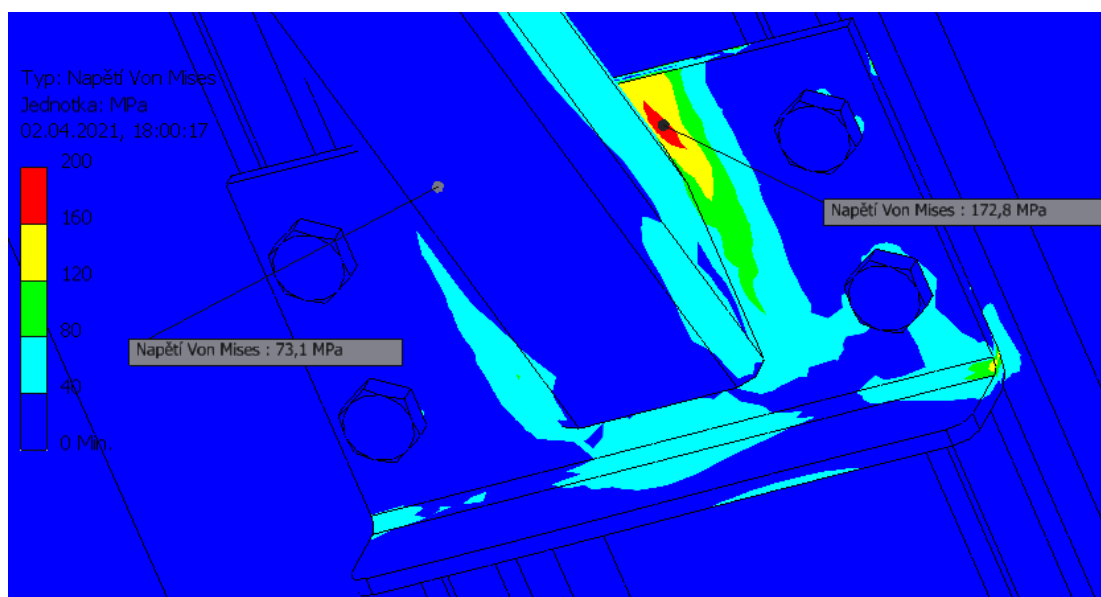
Obrázek 7.6 – Napětí Von Mises v sestavě

Na obrázku lze vidět největší napětí dosahující hodnoty 332 MPa. Zmíněné napětí se nachází v třecí ploše H-profilu a L-profilu. Další vysoká napětí se vyskytují ve stykových plochách H-profilů a U-profilu, kde se hodnoty pohybují okolo 200 MPa. V detailnějším pohledu v místě uchycení do bočnice je použita stupnice 200 MPa (Obr. 7.7).



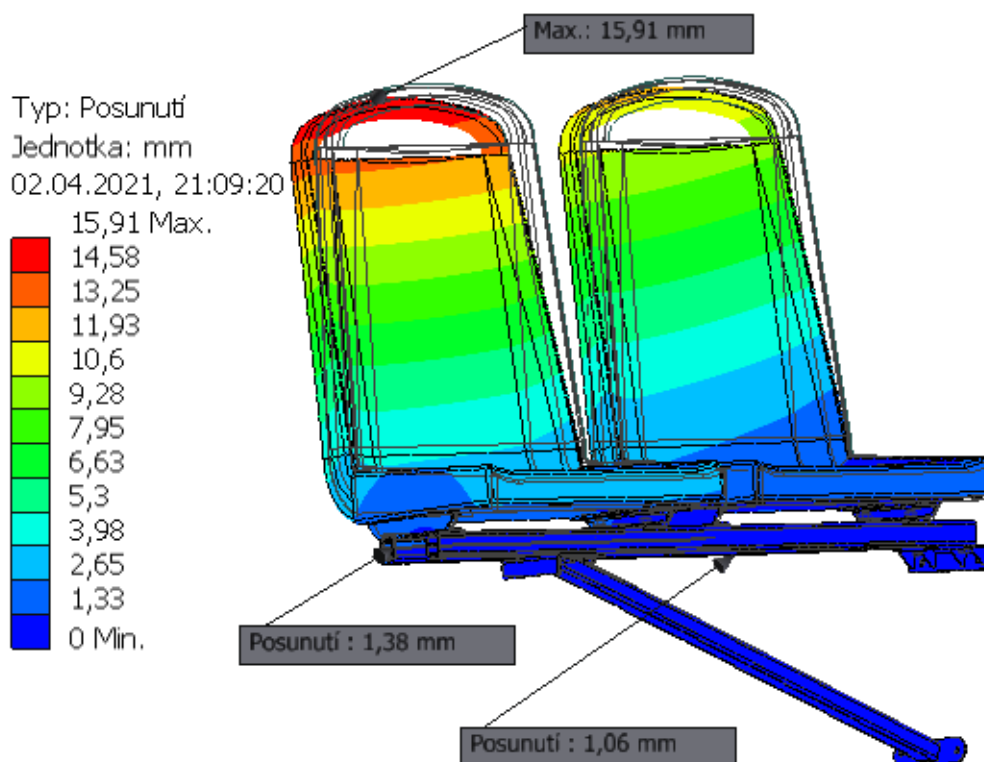
Obrázek 7.7 – Detail Napětí von Mises v místě uchycení do bočnice

Další detailní obrázek zobrazuje napětí v místě svarového spoje podpěry s plechovým dílem. Na obrázku 7.8, kde volím stupnici 200 MPa, lze vidět největší napětí ve spoji, a to 172 MPa. Zde je možné zpozorovat dominantní horizontální zatěžující složku, působící na opěrák. Tato složka způsobuje rozdílné napětí na bočních stranách profilu a také na plechovém dílu. Rozdíl napětí na opačné straně spojení plechového dílu a ocelového profilu činí 100 MPa.



Obrázek 7.8 – Detail napětí von Mises v místě spojení podpěry a plechového dílu

Maximální deformace sestavy vznikají v horní části opěráku sedadla a činí 16 mm (Obr. 7.9). Tato hodnota je ale pouze orientační, jelikož návrh sedadla je modelován jako jednoduší plastový díl. V praxi by sedadlo bylo duté a vyplněno žebry, nebo by uvnitř byla ocelová konstrukce. Přesnější výsledky deformace lze vidět na nosné konstrukci. Maximální deformace konstrukce se vyskytují na nejzazším místě od bočnice v H-profilu, a to konkrétně 1,4 mm. Z důvodu působení síly na opěrák jsou deformace vyšší v H-profilu blíže opěráku. Dalším kritickým místem pro zjištění deformace je průhyb H-profilu pod sedadlem blíže bočnici. Výsledky deformace jsou opět udávány pro H-profil blíže opěráku, kde jsou vyšší. Hodnoty zde dosahují 1 mm.



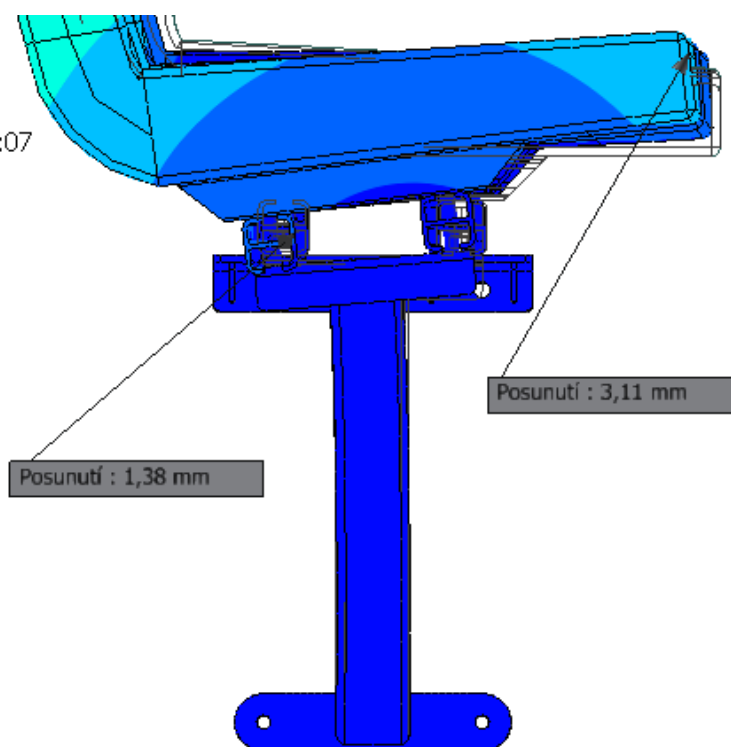
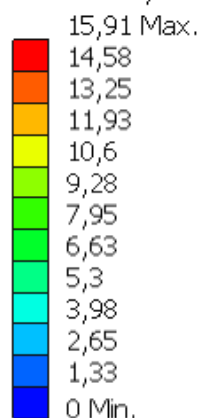
Obrázek 7.9 – Deformace sestavy

Z těchto výsledných maximálních hodnot deformace nosné konstrukce lze usoudit, že je dostatečně tuhá. Nosná konstrukce také splňuje pevnostní podmínku, kdy největší napětí v konstrukci vyšlo 331 MPa, zatímco mez kluzu navrženého materiálu je 355 MPa. Z předchozích obrázků lze pozorovat, že se většina napětí v konstrukci koncentruje v horní oblasti uchycení do bočnice. Dalším ohniskem vyššího napětí je spoj ocelové podpěry s plechovým dílem, kde se vyskytuje hodnota 170 MPa. Ocelovou podpěrou se následně do bočnice přenáší hodnoty kolem 40 MPa.

Na obrázku 7.10 lze pozorovat účinky horizontální síly působící na opěrák, kdy v konstrukci vzniká přídatný krut. Namáhání krutem má za následky vyšší deformace v oblastech blíže opěráku. Dalším následkem krutu je rozdílné napětí v konstrukci. Na šrouby umístěné v oblasti blíže opěráku působí tlaková síla, kdežto u šroubů v druhém H-profilu působí tahová síla.

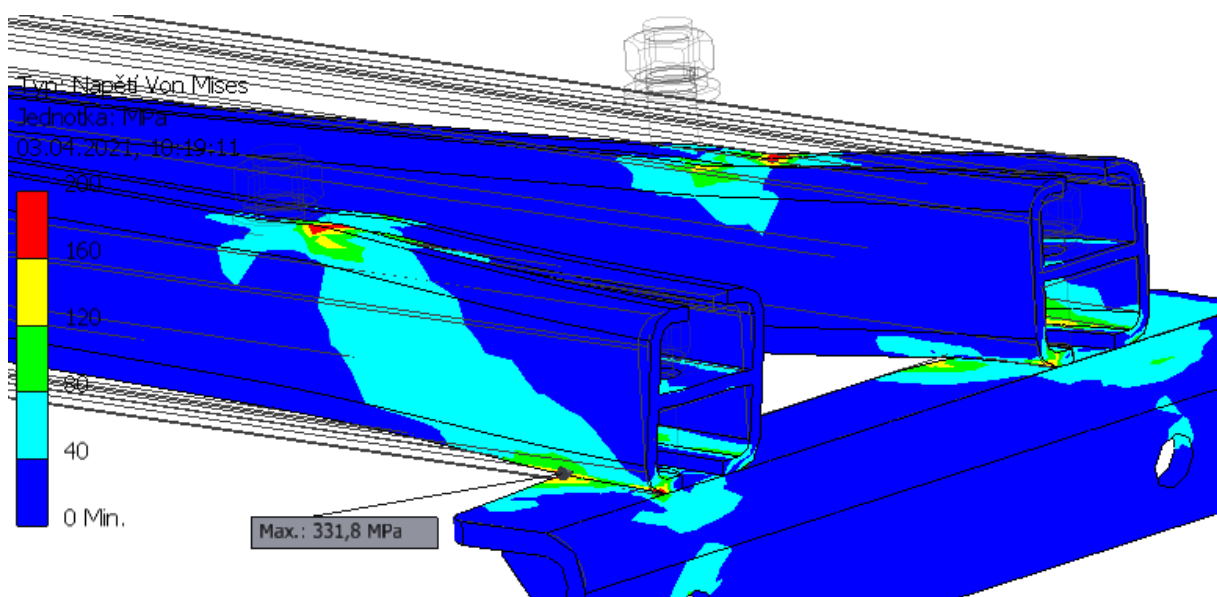


Typ: Posunutí  
Jednotka: mm  
02.04.2021, 22:05:07



Obrázek 7.10 – Deformace z bokorysu sestavy

Pro lepší grafické zobrazení účinků krutu jsem upravil měřítko deformace modelu. Obrázek 7.11 zřetelně zobrazuje rozdílné deformace H-profilů. V tomto pohledu jsem pro lepší viditelnost deformací skryl sedadla s U-profilu, spojující sedadla. Přední profil se deformuje směrem k sedadlům, za to zadní směrem k podlaze vozu. Mimo jiné je zde zobrazeno napětí, kde lze detailně zpozorovat jeho přenos ze šroubového spoje H-profilu s U-profilem do uchylovacích šroubů s bočnicí.

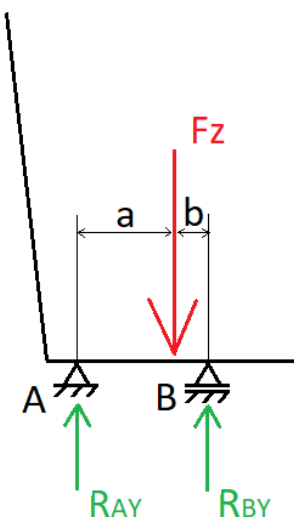


Obrázek 7.11 – Zobrazení účinků krutu

## 8 Stanovení kritické síly pro ocelovou podpěru namáhanou na vzpěr

### 8.1 Reakce na jednotlivých H-profilech z vertikálního zatížení

Z důvodu nesymetrickosti zatěžující vertikální síly si nejprve vypočítám reakce na ve vazbách A a B, které znázorňují H-profile. Síla  $F_z$  je výsledná vertikální síla vypočtená v kapitole 7.1, vztah 7.3. Vzdálenosti na obrázku 8.1 jsou měřeny od zatěžující síly ke středové rovině H-profilů. Vzdálenost od zatěžující síly k zadnímu H-profilu  $a = 89 \text{ mm}$  a vzdálenost k přednímu profilu  $b = 33 \text{ mm}$ .



Obrázek 8.1 – Zatěžovací stav sedadel s H-profile vertikální silou

Ve výpočtu budu brát v potaz zatížení z obou sedadel, tudíž počítám s dvojnásobnou složkou.

Soustava rovnic rovnováhy:

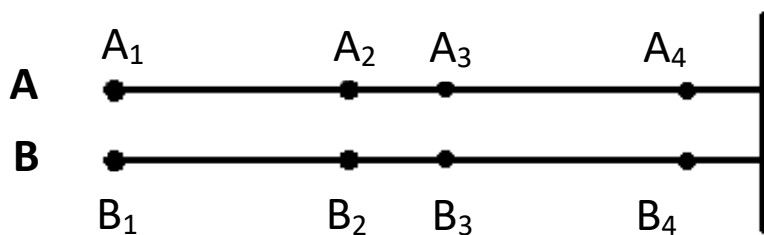
$$\sum F_{iz}: R_A + R_B - 2 \cdot F_z = 0 \quad (8.1)$$

$$\sum M_{iA}: 2 \cdot F_z \cdot a - R_B \cdot (a + b) = 0 \quad (8.2)$$

$$R_B = \frac{2 \cdot F_z \cdot a}{a + b} = \frac{2 \cdot 1050 \cdot 0,089}{0,089 + 0,033} = 1532 \text{ N} \quad (8.3)$$

$$R_A = 2 \cdot F_z - R_B = 2 \cdot 1050 - 1532 = 568 \text{ N} \quad (8.4)$$

Na obrázku 8.2 jsou zjednodušeně zobrazeny H-profile z horního pohledu, připevněny na pravé straně obrázku k bočnici vozu. Zadní H-profil je označen symbolem A a přední profil B.



Obrázek 8.2 – Uchycovací body sedadel na H-profilech



Vypočítané síly z rovnovážných rovnic se rovnoměrně přenesou do uchyvacích bodů na jednotlivých H-profilech. Síly tudíž budou na všech čtyřech uchyvacích bodech H-profilu totožné. Poté tedy platí že:

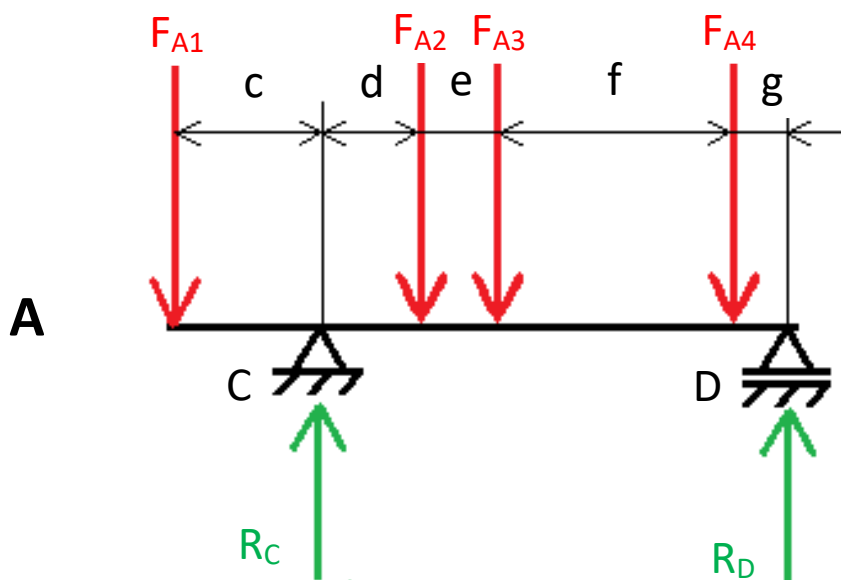
$$F_{A1} = F_{A2} = F_{A3} = F_{A4} = \frac{R_A}{4} = \frac{568}{4} = 142 \text{ N} \quad (8.5)$$

$$F_{B1} = F_{B2} = F_{B3} = F_{B4} = \frac{R_B}{4} = \frac{1532}{4} = 383 \text{ N} \quad (8.6)$$

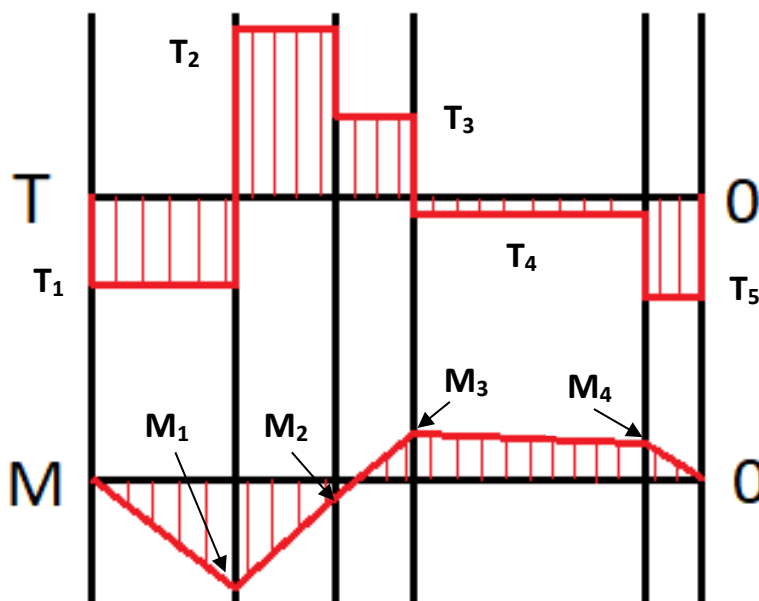
kde

$F_{A1}; F_{A2}; F_{A3}; F_{A4}$  – vertikální síly v uchyvacích bodech zadního H-profilu [N]

$F_{B1}; F_{B2}; F_{B3}; F_{B4}$  – vertikální síly v uchyvacích bodech předního H-profilu [N]



Obrázek 8.3 – Zatěžovací stav zadního H-profilu



Obrázek 8.4 – Průběh sil a momentů v H-profilech

Vazba C na obrázku 8.3 představuje uchycení šroubovými spoji zadního profilu s plechovým dílem na ocelové podpěře, vazba D znázorňuje spoj H-profilu s plechovým dílem uchycující konstrukci do bočnice vozu. Obrázek 8.4 ukazuje průběhy sil a momentů v H-profilech.

$$c = 258 \text{ mm}; d = 127 \text{ mm}; e = 125 \text{ mm}; f = 385 \text{ mm}; g = 98 \text{ mm}$$

Soustava rovnic rovnováhy:

$$\sum F_{iz}: F_{A1} + F_{A2} + F_{A3} + F_{A4} - R_C - R_D = 0 \quad (8.7)$$

$$\sum M_{ic}: F_{A2} \cdot d + F_{A3} \cdot (d + e) + F_{A4} \cdot (d + e + f) - F_{A1} \cdot c - R_D \cdot (d + e + f + g) = 0 \quad (8.8)$$

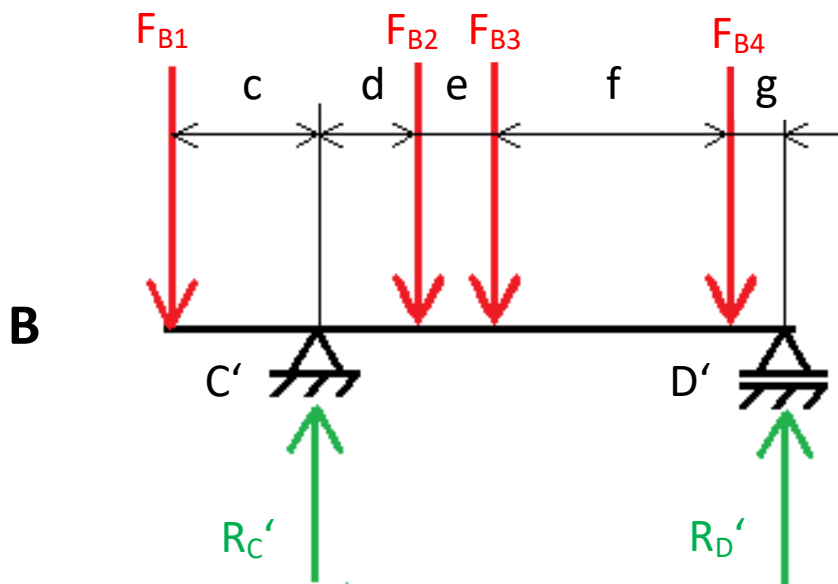
$$R_D = \frac{F_{A2} \cdot d + F_{A3} \cdot (d + e) + F_{A4} \cdot (d + e + f) - F_{A1} \cdot c}{d + e + f + g} \quad (8.9)$$

$$R_D = \frac{142 \cdot 0,127 + 142 \cdot (0,127 + 0,125) + 142 \cdot (0,127 + 0,125 + 0,385) - 142 \cdot 0,258}{0,127 + 0,125 + 0,385 + 0,098}$$

$$R_D = 146 \text{ N}$$

$$R_C = F_{A1} + F_{A2} + F_{A3} + F_{A4} - R_D = 142 + 142 + 142 + 142 - 146 = 422 \text{ N} \quad (8.10)$$

Obdobným způsobem vypočítám reakce ve vazbách předního H-profilu. Jediná změna v zátěžovém stavu (Obr. 8.5) bude v rozdílných zatěžujících silách působících od uchycovacích bodů sedadel.



Obrázek 8.5 – Zatěžovací stav předního H-profilu

Soustava rovnic rovnováhy:

$$\sum F_{iz}: F_{B1} + F_{B2} + F_{B3} + F_{B4} - R_C' - R_D' = 0 \quad (8.11)$$

$$\sum M_{iC}': F_{B2} \cdot d + F_{B3} \cdot (d + e) + F_{B4} \cdot (d + e + f) - F_{B1} \cdot c - R_D' \cdot (d + e + f + g) = 0 \quad (8.12)$$

$$R_D' = \frac{F_{B2} \cdot d + F_{B3} \cdot (d + e) + F_{B4} \cdot (d + e + f) - F_{B1} \cdot c}{d + e + f + g} \quad (8.13)$$

$$R_D' = \frac{383 \cdot 0,127 + 383 \cdot (0,127 + 0,125) + 383 \cdot (0,127 + 0,125 + 0,385) - 383 \cdot 0,258}{0,127 + 0,125 + 0,385 + 0,098}$$

$$R_D' = \mathbf{400\ N}$$

$$R_C' = F_{B1} + F_{B2} + F_{B3} + F_{B4} - R_D' = 383 + 383 + 383 + 383 - 400 = \mathbf{1132\ N} \quad (8.14)$$

Průběh sil a ohybových momentů v zadním H-profilu:

$$T_1 = -F_{A1} = -\mathbf{142\ N} \quad (8.15)$$

$$T_2 = -F_{A1} + R_C = -142 + 422 = \mathbf{230\ N} \quad (8.16)$$

$$T_3 = -F_{A1} + R_C - F_{A2} = -142 + 422 - 142 = \mathbf{138\ N} \quad (8.17)$$

$$T_4 = -F_{A1} + R_C - F_{A2} - F_{A3} = -142 + 422 - 142 - 142 = -\mathbf{4\ N} \quad (8.18)$$

$$T_5 = -F_{A1} + R_C - F_{A2} - F_{A3} - F_{A4} = -142 + 422 - 142 - 142 - 142 = -\mathbf{146\ N} \quad (8.19)$$

$$M_1 = -F_{A1} \cdot c = -142 \cdot 0,258 = -\mathbf{36\ N \cdot m} \quad (8.20)$$

$$M_2 = -F_{A1} \cdot (c + d) + R_C \cdot d = -142 \cdot (0,258 + 0,127) + 422 \cdot 0,127 = -\mathbf{1\ N \cdot m} \quad (8.21)$$

$$M_3 = -F_{A1} \cdot (c + d + e) + R_C \cdot (d + e) - F_{A2} \cdot e = \quad (8.22)$$

$$= -142 \cdot (0,258 + 0,127 + 0,125) + 422 \cdot (0,127 + 0,125) - 142 \cdot 0,125 = \mathbf{16\ N \cdot m}$$

$$M_4 = -F_{A1} \cdot (c + d + e + f) + R_C \cdot (d + e + f) - F_{A2} \cdot (e + f) - F_{A3} \cdot f = \quad (8.23)$$

$$= 142 \cdot (0,258 + 0,127 + 0,125 + 0,385) + 422 \cdot (0,127 + 0,125 + 0,385) - 142 \cdot (0,125 + 0,385) - 142 \cdot 0,385 = \mathbf{14\ N \cdot m}$$

Maximální síla v zadním H-profilu se nachází v oblasti  $T_2$ .

$$T_{max} = T_2 = \mathbf{230\ N} \quad (8.24)$$

Maximální moment v zadním H-profilu se vyskytuje v místě  $M_1$ .

$$M_{max} = M_1 = -\mathbf{36\ N \cdot m} \quad (8.25)$$

Průběh sil a ohybových momentů v předním H-profilu:

$$T_1' = -F_{B1} = -383 \text{ N} \quad (8.26)$$

$$T_2' = -F_{B1} + R_C' = -383 + 1132 = 749 \text{ N} \quad (8.27)$$

$$T_3' = -F_{B1} + R_C' - F_{B2} = -383 + 1132 - 383 = 366 \text{ N} \quad (8.28)$$

$$T_4' = -F_{B1} + R_C' - F_{B2} - F_{B3} = -383 + 1132 - 383 - 383 = -17 \text{ N} \quad (8.29)$$

$$T_5' = -F_{B1} + R_C' - F_{B2} - F_{B3} - F_{B4} = -383 + 1132 - 383 - 383 - 383 = -400 \text{ N} \quad (8.30)$$

$$M_1' = -F_{B1} \cdot c = -383 \cdot 0,258 = -98 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (8.31)$$

$$M_2' = -F_{B1} \cdot (c + d) + R_C' \cdot d = -383 \cdot (0,258 + 0,127) + 1132 \cdot 0,127 = -4 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (8.32)$$

$$M_3' = -F_{B1} \cdot (c + d + e) + R_C' \cdot (d + e) - F_{B2} \cdot e = \quad (8.33)$$

$$= -383 \cdot (0,258 + 0,127 + 0,125) + 1132 \cdot (0,127 + 0,125) - 383 \cdot 0,125 = 42 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_4' = -F_{B1} \cdot (c + d + e + f) + R_C' \cdot (d + e + f) - F_{B2} \cdot (e + f) - F_{B3} \cdot f = \quad (8.34)$$

$$= 383 \cdot (0,258 + 0,127 + 0,125 + 0,385) + 1132 \cdot (0,127 + 0,125 + 0,385) - \\ - 383 \cdot (0,125 + 0,385) - 383 \cdot 0,385 = 36 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Maximální síla v předním H-profilu se nachází v oblasti  $T_2'$ .

$$T'_{max} = T_2' = 749 \text{ N} \quad (8.35)$$

Maximální ohybový moment v předním H-profilu se vyskytuje v místě  $M_1'$ .

$$M'_{max} = M_1' = -98 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (8.36)$$

Ohybový modul  $W_o$  [mm<sup>3</sup>]:

$$W_o = \frac{J_y}{y} = \frac{56973}{\frac{0,035}{2}} = 3\,255\,600 \text{ mm}^3 = 3\,255\,600 \cdot 10^{-9} \text{ m}^3 \quad (8.37)$$

kde

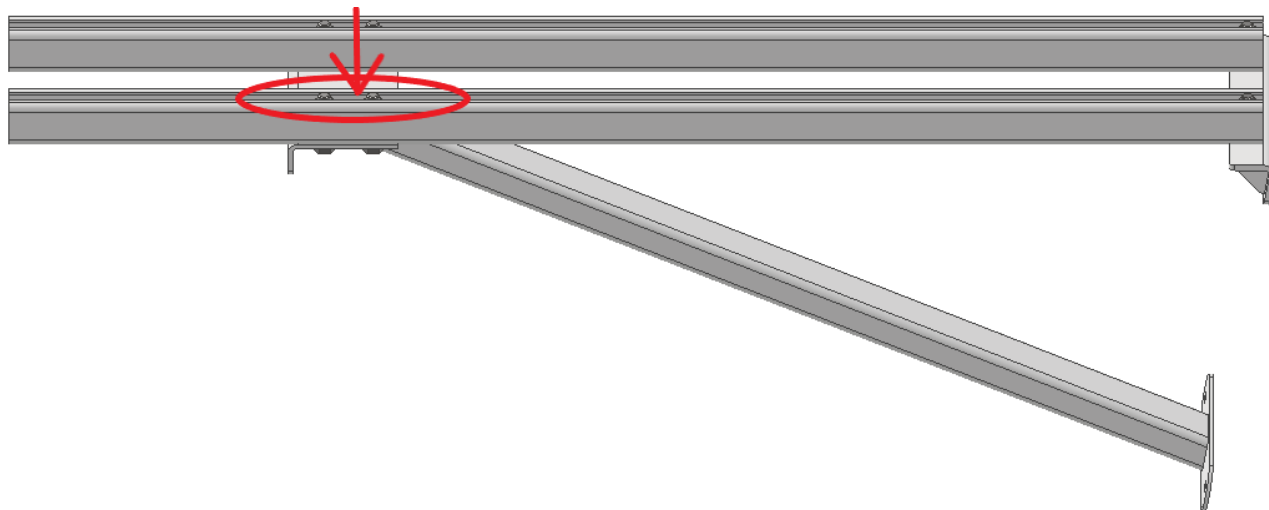
$J_y$  – moment setrvačnosti průřezu H-profilu, viz vztah 9.4

$y$  – maximální vzdálenost od těžiště H-profilu v ose  $y$ , viz obrázek 9.1

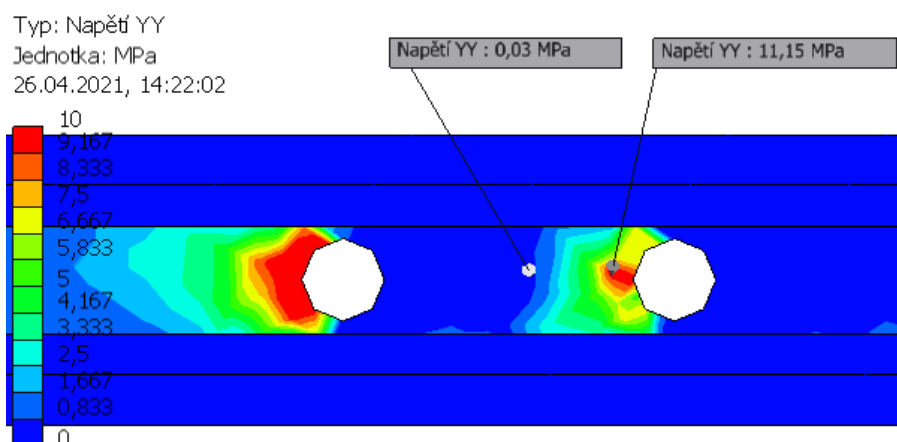
Maximální ohybové napětí  $\sigma_{max}$  [MPa]:

$$\sigma_{max} = \frac{M'_{max}}{W_o} = \frac{98}{3\,255\,600 \cdot 10^{-9}} = 30101 \text{ Pa} = 0,03 \text{ MPa} \quad (8.38)$$

Pro srovnání výsledků přikládám výsledné hodnoty napětí z MKP analýzy. Na obrázku 8.6 je zobrazena sestava nosné konstrukce s pohledem na místo pro srovnání. Tato zvýrazněná oblast představuje vazbu C' z obrázku 8.5. Následující obrázek 8.7 znázorňuje detail H-profilu s výsledky napětí z MKP analýzy. Ostatní součásti ze sestavy jsou na obrázku 8.7 skryty. Typ napětí volím normálové a uvažuji pouze s vertikálním zatížením. Pro lepší viditelnost napětí v H-profilu jsem zvolil maximální hodnotu stupnice 10 MPa. Na obrázku lze vidět, že se napětí koncentruje v okolí děr, s těmi ale ve výpočtech nepočítám. Relevantní napětí pro srovnání se objevuje mezi dírami, kde se podle analýzy nachází 0,03 MPa.



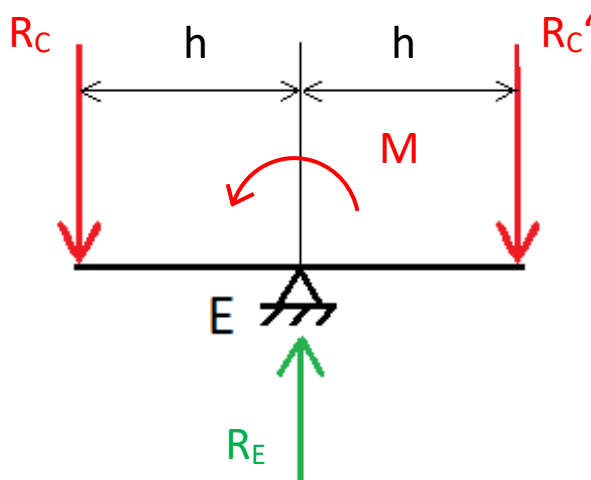
Obrázek 8.6 – Nosná konstrukce s pohledem na místo pro srovnání výsledků napětí



Obrázek 8.7 – Normálové napětí v předním H-profilu z vertikálního zatížení

## 8.2 Výpočet síly působící na ocelovou podpěru z vertikálního zatížení

V dalším kroku vypočítám sílu, která působí na dutou ocelovou podpěru obdélníkového průřezu. Na obrázku 8.8 jsou zobrazeny vypočítané vertikální zatěžující síly, které působí z H-profilů na plechový díl. Vazba E nahrazuje svarový spoj, kterým je spojena ocelová podpěra s plechovým dílem. Vazba E je tudíž pevná vazba, která přenáší jak síly, tak moment. S horizontální reakcí ve vazbě E zde nebudu počítat, jelikož nemá vliv na výsledek. Vzdálenost  $h = 61 \text{ mm}$ .



Obrázek 8.8 – Zatěžovací stav plechového dílu s podpěrou z vertikálního zatížení

Soustava rovnic rovnováhy:

$$\sum F_{iz}: R_C + R'_C - R_E = 0 \quad (8.39)$$

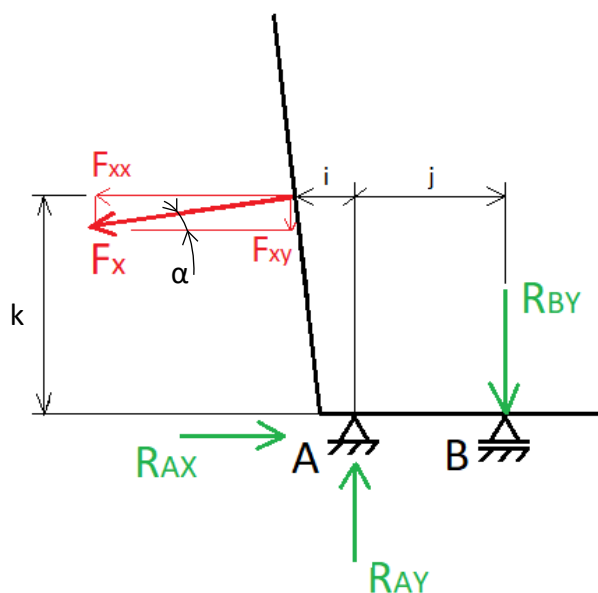
$$\sum M_{iE}: R_C \cdot h - R'_C \cdot h + M = 0 \quad (8.40)$$

$$M = R'_C \cdot h - R_C \cdot h = 1132 \cdot 0,061 - 422 \cdot 0,061 = 43 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (8.41)$$

$$R_E = R_C + R'_C = 422 + 1132 = 1\,554 \text{ N} \quad (8.42)$$

### 8.3 Výpočet síly působící na podpěru z horizontálního zatížení

Pro přesnější výsledek působící síly na ocelovou podpěru vypočítám i zatížení z horizontální složky.



Obrázek 8.9 – Zatěžovací stav sedadel s H-profilu horizontální silou

Na obrázku 8.9 lze vidět zatěžující stav sedadla horizontální složkou.

$$F_x = 1745 \text{ N}; i = 135 \text{ mm}; j = 122 \text{ mm}; \alpha = 10^\circ; k = 300 \text{ mm}$$

$$F_{xx} = F_x \cdot \cos \alpha = 1745 \cdot \sin 10 = \mathbf{1718 \text{ N}} \quad (8.43)$$

$$F_{xy} = F_x \cdot \sin \alpha = 1745 \cdot \cos 10 = \mathbf{303 \text{ N}} \quad (8.44)$$

Soustava rovnic rovnováhy:

$$\sum F_{ix}: F_{xx} - R_{AX} = 0 \quad (8.45)$$

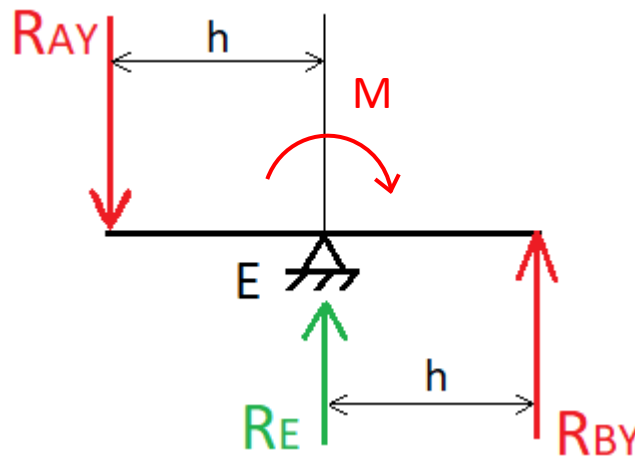
$$\sum F_{iy}: F_{xy} + R_{BY} - R_{AY} = 0 \quad (8.46)$$

$$\sum M_{iA}: F_{xy} \cdot i + F_{xx} \cdot k - R_{BY} \cdot j = 0 \quad (8.47)$$

$$F_{xx} = R_{AX} = 1718 \text{ N} \quad (8.48)$$

$$R_{BY} = \frac{F_{xy} \cdot i + F_{xx} \cdot k}{j} = \frac{303 \cdot 0,135 + 1718 \cdot 0,3}{0,122} = \mathbf{4560 \text{ N}} \quad (8.49)$$

$$R_{AY} = F_{xy} + R_{BY} = 303 + 4560 = \mathbf{4863 \text{ N}} \quad (8.50)$$



**Obrázek 8.10 – Zatěžovací stav plechového dílu s podpěrou z horizontálního zatížení**

Vazba E představuje pevnou vazbu, tudíž moment ve vazbě E je nezbytný pro stanovení soustavy do rovnováhy.

Soustava rovnic rovnováhy:

$$\sum F_{iy}: R_E + R_{BY} - R_{AY} = 0 \quad (8.51)$$

$$\sum M_{iE}: R_{AY} \cdot h + R_{BY} \cdot h - M = 0 \quad (8.52)$$

$$M = R_{AY} \cdot h + R_{BY} \cdot h = 4863 \cdot 0,061 + 4560 \cdot 0,061 = \mathbf{574 \text{ N} \cdot \text{m}} \quad (8.53)$$

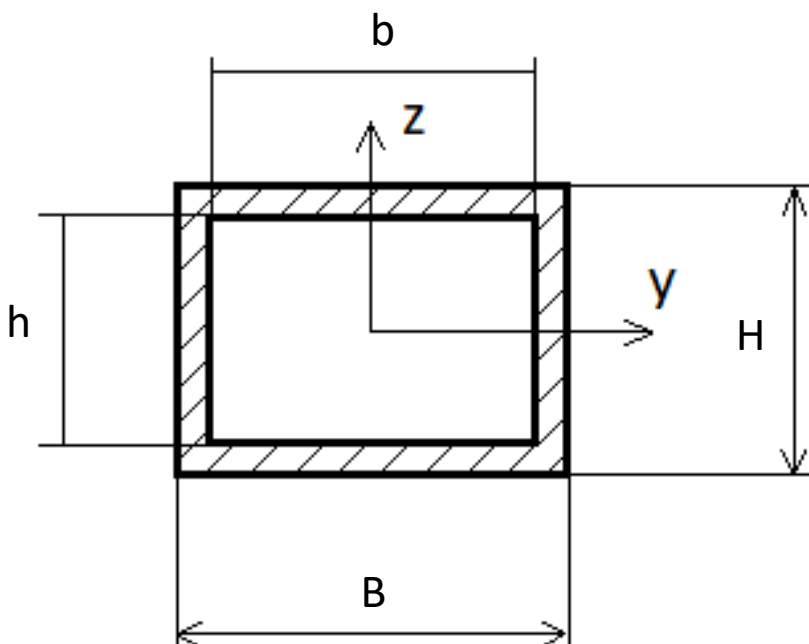
$$R_E = R_{AY} - R_{BY} = 4863 - 4560 = \mathbf{303 \text{ N}} \quad (8.54)$$

## 8.4 Celková síla působící na ocelovou podpěru

Do celkové síly působící na ocelovou podpěru budu z obrázku 8.10 započítávat pouze sílu  $R_{AY}$  (vztah 8.50), která zatěžuje podpěru na tlak, který následně může způsobit vzpěr. Výpočet celkové síly působící na podpěru obsahuje součet vertikální a horizontální zatěžující síly. Síla  $R_E$  je vypočítána ve vztahu 8.42. Celkovou sílu působící na ocelovou podpěru na závěr kapitoly srovnám s kritickou silou, při které by došlo ke vzpěru.

$$F_C = R_E + R_{AY} = 1554 + 4863 = \mathbf{6\,417\,N} \quad (8.55)$$

## 8.5 Stanovení kritické síly



Obrázek 8.11 – Průřez ocelové podpěry

Pro další výpočty potřebuji znát moment setrvačnosti ocelové podpěry. Její průřez lze vidět na obrázku 8.11.

$$B = 50\,mm; H = 30\,mm; b = 47\,mm; h = 27\,mm$$

Momenty setrvačnosti ocelové podpěry k osám y a z, které prochází těžištěm:

$$J_{yT} = \frac{1}{12} \cdot B \cdot H^3 - \frac{1}{12} \cdot b \cdot h^3 = \frac{1}{12} \cdot 50 \cdot 30^3 - \frac{1}{12} \cdot 47 \cdot 27^3 = \mathbf{35\,408\,mm^4} \quad (8.56)$$

$$J_{zT} = \frac{1}{12} \cdot B^3 \cdot H - \frac{1}{12} \cdot b^3 \cdot h = \frac{1}{12} \cdot 50^3 \cdot 30 - \frac{1}{12} \cdot 47^3 \cdot 27 = \mathbf{78\,898\,mm^4} \quad (8.57)$$

$$J_{min} = J_{yT} = \mathbf{35408\,mm^4} \quad (8.58)$$



kde

$J_{yT}$  – moment setrvačnosti k ose y, která prochází těžištěm [mm<sup>4</sup>]

$J_{zT}$  – moment setrvačnosti k ose z, která prochází těžištěm [mm<sup>4</sup>]

$J_{min}$  – minimální hodnota osového momentu setrvačnosti plochy [mm<sup>4</sup>]

Obsah průřezu ocelové podpěry S [mm<sup>2</sup>]:

$$S = B \cdot H - b \cdot h = 50 \cdot 30 - 47 \cdot 27 = \mathbf{231 \text{ mm}^2} \quad (8.59)$$

Poměr setrvačnosti  $i_{min}$  [mm]:

$$i_{min} = \sqrt{\frac{J_{min}}{S}} = \sqrt{\frac{35408}{231}} = \mathbf{12,38 \text{ mm}} \quad (8.60)$$

Štíhlostní poměr  $\lambda_{sk}$  [-]:

$$\lambda_{sk} = \frac{L}{i_{min}} = \frac{816}{12,38} = \mathbf{65,91} \quad (8.61)$$

kde

L – délka ocelové podpěry [mm]

Dovolené napětí  $\sigma_{dov}$  [MPa]:

$$\sigma_{dov} = \frac{R_e}{k} = \frac{350}{1} = \mathbf{350 \text{ MPa}} \quad (8.62)$$

kde

$R_e$  – mez kluzu ocelové podpěry [MPa]

$k$  – bezpečnostní součinitel pro mez kluzu [-]

Mezní štíhlost  $\lambda_{mez}$  [-]:

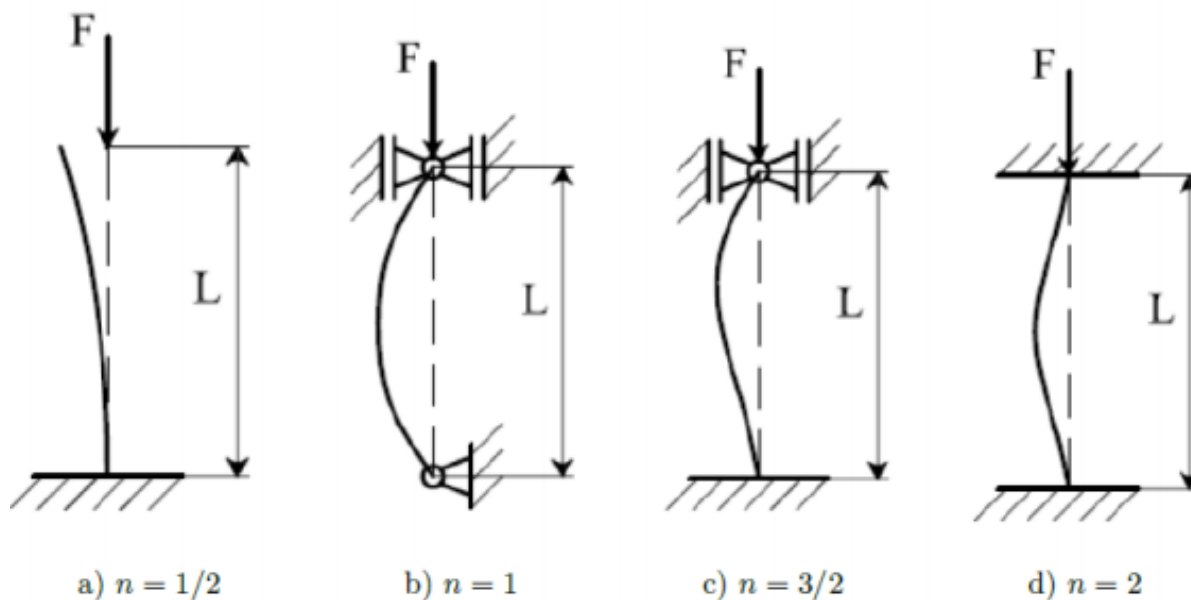
$$\lambda_{mez} = \pi \cdot n \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_{dov}}} = \pi \cdot 2 \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{350}} = \mathbf{153,90} \quad (8.63)$$

kde

E – modul pružnosti v tahu oceli [MPa]

n – hodnota určující typ uložení podpěry [-]

Z důvodu svarového spojení ocelové podpěry na obou koncích, volím podle obrázku 8.12  $n = 2$ , kde jsou oba konce prutu vetknuté.



Obrázek 8.12 – Čtyři základní typy uložení prutů [27]

Jelikož  $\lambda_{mez} > \lambda_{sk}$ , budu počítat kritickou sílu podle Tetmajera.

Kritické napětí  $\sigma_{kr}$  [MPa]

$$\sigma_{kr} = a - b \cdot \lambda_{sk} = 320 - 1,2 \cdot 65,91 = \mathbf{240 \text{ MPa}} \quad (8.64)$$

kde

$a, b$  – materiálové konstanty [-]

Kritická síla  $F_{kr}$  [N]

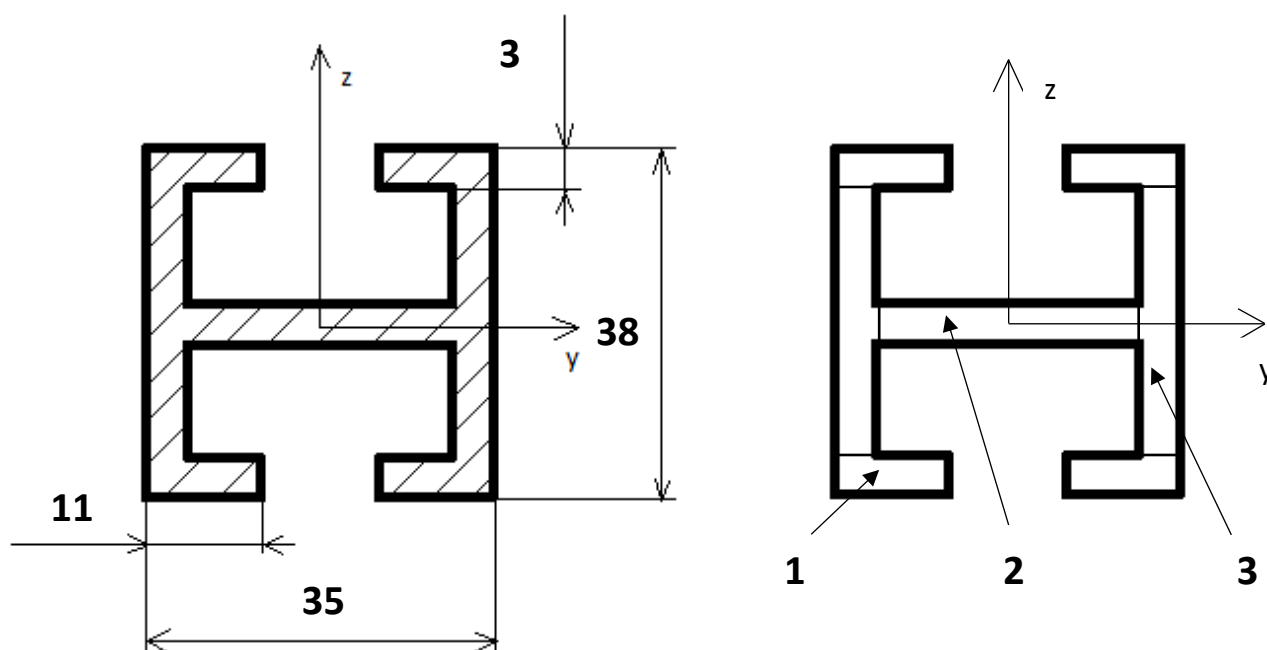
$$F_{kr} = \sigma_{kr} \cdot S = 240 \cdot 231 = \mathbf{55\,440 \text{ N}} \quad (8.65)$$

Celková síla působící na ocelovou podpěru vypočítaná v rovnici 8.49 se rovná 6 417 N, kdežto kritická síla, při které by došlo ke vzpěru je mnohonásobně vyšší, konkrétně 55 440 N.

## 9 Deformace nosné konstrukce

Deformaci nosné konstrukce budu prověřovat na konci předního H-profilu. Toto místo je pro konstrukci kritické, a proto zde budu zjišťovat velikost průhybu. V následujících výpočtech budu uvažovat situaci, kdy si na přední okraj sedadla blíže uličce sedne cestující se sto kily. Cestujícího bude znázorňovat síla  $F_c$  a průhyb budu zjišťovat v bodě F (Obr. 9.2).

Před výpočtem průhybu si nejprve musím vypočítat moment setrvačnosti  $J_y$ , který následně dosadím do Castiglianovy věty.



Obrázek 9.1 – Průřez H-profilu (vlevo), rozdělení profilu na zjednodušené obrazce (vpravo)

Na obrázku 9.1 je na levé straně zakótovaný průřez H-profilu a na pravé straně rozdělen na zjednodušené obrazce, obdélníky. První obrazec se v průřezu profilu vyskytuje čtyřikrát, tudíž jeho moment setrvačnosti násobím ve vztahu 9.1 čtyřkou. Obdobným způsobem je řešen vztah 9.3, kde akorát moment setrvačnosti násobím dvojkou.

Momenty setrvačnosti H-profilu k ose  $y$ , která prochází těžištěm:

$$J_{y1} = 4 \cdot \left[ \frac{1}{12} \cdot 3^3 \cdot 11 + \left( \frac{38}{2} - \frac{3}{2} \right)^2 \cdot 3 \cdot 11 \right] = 40\,524 \text{ mm}^4 \quad (9.1)$$

$$J_{y2} = \frac{1}{12} \cdot 3^3 \cdot 29 = 65 \text{ mm}^4 \quad (9.2)$$

$$J_{y3} = 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot 3 \cdot 32^3 \right) = 16\,384 \text{ mm}^4 \quad (9.3)$$

$$J_y = J_{y1} + J_{y2} + J_{y3} = 40524 + 65 + 16384 = 56\,973 \text{ mm}^4 \quad (9.4)$$

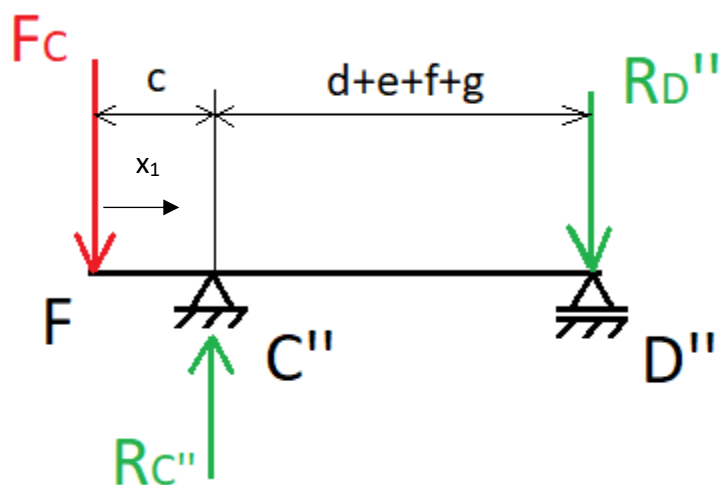
kde

$J_{y1}, J_{y2}, J_{y3}$  – momenty setrvačnosti jednotlivých obrazců

$J_y$  – celkový moment setrvačnosti průřezu H-profilu

V následujících výpočtech budu uvažovat z obrázku 9.2 pouze oblast od bodu F po vazbu C''. K dosažení výsledného průhybu profilu v bodě F tato oblast stačí, tudíž vazbu D'' zde nebudu zahrnovat.

$$F_C = 1000 \text{ N}; c = 258 \text{ mm}$$



Obrázek 9.2 – Zatěžovací stav předního H-profilu pro zjištění průhybu

Soustava rovnic rovnováhy:

$$\sum F_{iz}: F_C - R_C'' = 0 \quad (9.5)$$

$$R_C'' = F_C = 1000 = \mathbf{1000 \text{ N}} \quad (9.6)$$

Moment na úseku  $x_1$

$$x_1 \in (0, c)$$

$$M_{(x1)} = F_C \cdot x_1 \quad (9.7)$$

Parciální derivace  $M_{(x1)}$  podle  $F_C$

$$\frac{\partial M_{(x1)}}{\partial F_C} = x_1 \quad (9.7)$$

Castiglianova věta pro průhyb:

$$\begin{aligned}
 W_F &= \frac{1}{E \cdot J_y} \cdot \int_{x_1} M_{(x_1)} \cdot \frac{\partial M_{(x_1)}}{\partial F_C} dx_1 = \frac{1}{E \cdot J_y} \cdot \int_0^a F_C \cdot x_1 \cdot x_1 dx_1 = \frac{1}{E \cdot J_y} \cdot \int_0^a F_C \cdot x_1^2 dx_1 = \\
 &= \frac{1}{E \cdot J_y} \cdot \left[ F_C \cdot \frac{x_1^3}{3} \right]_0^a = \frac{1}{E \cdot J_y} \cdot F_C \cdot \frac{a^3}{3} - F_C \cdot \frac{0^3}{3} = \frac{1}{72,5 \cdot 10^9 \cdot 75732 \cdot 10^{-12}} \cdot 1000 \cdot \frac{0,258^3}{3} - 0 \\
 W_F &= 1,04 \cdot 10^{-3} m = \mathbf{1\ mm}
 \end{aligned}
 \tag{9.8}$$

kde

E – modul pružnosti v tahu hliníku [Pa] (pro slitinu hliníku 6061:  $72,5 \cdot 10^9$  Pa)

Výsledný průhyb H-profilu na nejzazším místě od bočnice vozu pod zatížením 1000 N se rovná 1 mm. Touto hodnotou se opět potvrzuje dobrá tuhost nosné konstrukce.

## 10 Závěr

V bakalářské práci jsem podle požadavků firmy Škoda Transportation navrhl dvousedadlo s nosnou konstrukcí. Cílem návrhu bylo co nejlépe splnit požadavky jako hmotnost, bezpečnost, ergonomie, variabilita a další. Navrženou nosnou konstrukci a sedadlo jsem srovnal s danými požadavky a určil jejich výhody a nevýhody. Ergonomii navrženého sedadla jsem zkontroloval s hodnotami v předpisu Evropské hospodářské komise Organizace spojených národů č. 107, kde se pojednává o jednotném ustanovení celkové konstrukce vozidel. Pro navrženou nosnou konstrukci jsem v práci popsal uchycení do bočnice a také uchycení se sedadly. Další krok byl popsání použitých spojovacích dílů v konstrukci. Ve výpočetní části jsem nejprve provedl pevnostní analýzu pomocí metody konečných prvků. Do analýzy jsem zadal nejhorší variantu zatížení, a to provozní zatížení + síly způsobené vandalismem. Veškeré hodnoty zatěžujících sil jsem čerpal z normy ČSN 12 663. Z této analýzy jsem zjistil, kde se koncentrují napětí a vznikají deformace. Největší napětí vznikají v horních místech uchycení konstrukce do bočnice vozu, kde maximální hodnota dosahuje 331 MPa. Dalším kritickým místem je spoj ocelové podpěry s ohýbaným plechovým dílem. Zde se vyskytuje maximální napětí 172 MPa. Materiál nosné konstrukce jsem zvolil konstrukční ocel s mezí kluzu 355 MPa kromě H-profilů, jejichž materiál je AW-6061 s mezí kluzu 250 MPa. Materiál sedadla jsem zvolil plast. Z hlediska deformace se konstrukcí jeví jako tuhá. Maximální deformace nosné konstrukce dosahují 1,4 mm, a to na nejzazším místě nosných H-profilů od bočnice vozu. Nejvyšší deformace sedadla vzniká v opěráku, konkrétně na madle, kde dosahuje hodnoty 15 mm. Z výsledků analýzy je patrné, že dominantní zatěžující síla je horizontální, která konstrukci zatěžuje na krut. V dalších výpočtech jsem kontroloval ocelovou podpěru obdélníkového průřezu na vzpěr. Nejprve bylo zapotřebí si vypočítat síly působící na ocelovou podpěru z vertikálního směru a následně z horizontálního. Tyto síly jsem zjistil postupnými výpočty z rovnovážných rovnic. Mimo jiné jsem zde vypočítal a vykreslil průběhy posouvajících sil a ohybových momentů H-profilů ve vertikálním směru. Po výpočtu celkové síly působící na podpěru jsem následně zjistil kritickou sílu, při které by došlo ke vzpěru. Kritická síla byla mnohonásobně vyšší než výsledná síla působící na ocelovou podpěru. Ve výpočtech na konci práce provádím kontrolu průhybu nosné konstrukce. Tuto kontrolu provádím s vertikálním zatížením 1000 N, které působí na přední okraj sedadla a veškeré se přenáší na koncový bod předního H-profilu. Z těchto výpočtů jsem zjistil, že maximální průhyb při takovém zatěžovacím stavu dosahuje 1 mm. Z vypočítaného průhybu lze usoudit, že nosná konstrukce je tuhá i za zvýšených provozních zatíženích.

Nosná konstrukce je optimalizovaná oproti stávajícímu stavu o L-profil, který uchycuje konstrukci do bočnice vozu. Ve stávajících tramvajích se většinou nachází ocelový profil ukotvený přímo v bočnici vozu, který je po celé jeho délce. Ale s příchodem nízkopodlažních vozů se uspořádání a uchycení sedadel mění. V těchto tramvajích je většina sedadel umístěna na podestách a bude potřeba jen pár nosných konstrukcí. Tudíž by profil po celé délce vozu nedával smysl a je zapotřebí použít podobný uchycovací díl jako má konstrukce v práci. Tímto způsobem by se ušetřila celková hmotnost vozu. Další optimalizaci vidím v mezikusech spojující nosnou konstrukci se sedadly. Tyto mezikusy dělají nosnou konstrukci maximálně variabilní, kdy na konstrukci lze pouze změnou těchto dílů umístit sedadlo s libovolnými pozicemi uchycovacích bodů. Pokud by se v navržené nosné konstrukci lépe přenášelo napětí do ocelové podpěry a nevznikaly příliš velké koncentrace napětí u bočnice, dal by se použít materiál slitiny hliníku i pro ostatní součásti. Tímto by se několikrát snížila hmotnost nosné konstrukce.



## **Poděkování**

Rád bych poděkoval firmě Škoda Transportation a.s. za umožnění zpracování bakalářské práce. Také bych chtěl poděkovat svým konzultantům z firmy za poskytnutí cenných rad při zpracování práce. Dále děkuji vedoucímu práce panu doc. Ing. Jiřímu Friesovi, Ph.D. za odborné vedení a poskytnuté konzultace.

## 11 Literatura

- [1] *skoda.cz* [online]. [cit. 20.4.2021]. Dostupný na WWW: <https://www.skoda.cz/reference/tramvaj-forcity-smart-ostrava/?from=prod>
- [2] *en.wikipedia.org* [online]. [cit. 14.11.2020]. Dostupný na WWW: [https://en.wikipedia.org/wiki/History\\_of\\_trams](https://en.wikipedia.org/wiki/History_of_trams)
- [3] *wikiwand.com* [online]. [cit. 19.4.2021]. Dostupný na WWW: [https://www.wikiwand.com/en/History\\_of\\_trams](https://www.wikiwand.com/en/History_of_trams)
- [4] *edinphoto.org* [online]. [cit. 14.11.2020]. Dostupný na WWW: [http://www.edinphoto.org.uk/0\\_edin\\_t/0\\_edinburgh\\_transport\\_trams\\_horse\\_tramcar\\_23\\_at\\_lathalmond\\_2012\\_ab\\_front.htm#start](http://www.edinphoto.org.uk/0_edin_t/0_edinburgh_transport_trams_horse_tramcar_23_at_lathalmond_2012_ab_front.htm#start)
- [5] *web.archive.org* [online]. [cit. 14.11.2020]. Dostupný na WWW: [https://web.archive.org/web/20070626140319/http://www.welshwales.co.uk/mumbles\\_railway\\_swansea.htm](https://web.archive.org/web/20070626140319/http://www.welshwales.co.uk/mumbles_railway_swansea.htm)
- [6] *tramwayinfo.com* [online]. [cit. 14.11.2020]. Dostupný na WWW: <https://www.tramwayinfo.com/Tramframe.htm?https://www.tramwayinfo.com/trampostcards/Postc123.htm>
- [7] *wikiwand.com* [online]. [cit. 14.11.2020]. Dostupný na WWW: [https://www.wikiwand.com/en/Sydney\\_Steam\\_Motor\\_Tram](https://www.wikiwand.com/en/Sydney_Steam_Motor_Tram)
- [8] *dtnext.in* [online]. [cit. 14.11.2020]. Dostupný na WWW: <https://www.dtnext.in/News/City/2020/04/26171320/1227022/The-day-the-trams-stopped-chugging-for-Madrass-one-vpf>
- [9] *martinturnbull.com* [online]. [cit. 14.11.2020]. Dostupný na WWW: <https://martinturnbull.com/2018/08/08/inside-a-pacific-electric-streetcar-los-angeles-1920-2/>
- [10] *idnes.cz* [online]. [cit. 15.11.2020]. Dostupný na WWW: [https://www.idnes.cz/praha/zpravy/dopravni-podnik-meni-v-tramvajich-sedacky.A140424\\_163826\\_praha-zpravy\\_bur](https://www.idnes.cz/praha/zpravy/dopravni-podnik-meni-v-tramvajich-sedacky.A140424_163826_praha-zpravy_bur)
- [11] *idnes.cz* [online]. [cit. 15.11.2020]. Dostupný na WWW: [https://www.idnes.cz/plzen/zpravy/novinka-v-plzenske-mhd-sedacky-v-tramvaji-jsou-ze-dreva.A101005\\_105706\\_plzen-zpravy\\_alt](https://www.idnes.cz/plzen/zpravy/novinka-v-plzenske-mhd-sedacky-v-tramvaji-jsou-ze-dreva.A101005_105706_plzen-zpravy_alt)
- [12] NEDVĚDOVÁ, J.: Ergonomická analýza prostoru cestujících v tramvajích. Plzeň: Průmyslové inženýrství a management, Fakulta strojní – Západočeská univerzita v Plzni, 2018, 112 s. Bakalářská práce, vedoucí práce: Ing. Marek Bureš, Ph.D.
- [13] *eur-lex.europa.eu* [online]. [cit. 16.11.2020]. Dostupný na WWW: <https://eur-lex.europa.eu/eli/reg/2018/237/oj?locale=cs>
- [14] *flickr.com* [online]. [cit. 19.11.2020]. Dostupný na WWW: <https://www.flickr.com/photos/ingolfbln/7510138192/in/photostream/>
- [15] ŠLEHOFER, Jan. *plzensketramvaje.cz* [online]. [cit. 21.11.2020]. Dostupný na WWW: <http://www.plzensketramvaje.cz/?page=varioLFplus.htm>

- [16] *wikipedia.org* [online]. [cit. 9.4.2021]. Dostupný na WWW: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Sklolamin%C3%A1t>
- [17] *idnes.cz* [online]. [cit. 9.4.2021]. Dostupný na WWW: [http://i.idnes.cz/11/061/cl6/JB3bb07f\\_rambb.jpg](http://i.idnes.cz/11/061/cl6/JB3bb07f_rambb.jpg)
- [18] *prazskypatriot.cz* [online]. [cit. 9.4.2021]. Dostupný na WWW: <https://www.prazskypatriot.cz/v-tramvajich-porsche-se-zmeni-usporadani-sedacek-probehla-prestavba-prvniho-vozu/>
- [19] HRUBEŠ, Ondřej Matěj. *mhd86.cz* [online]. [cit. 22.11.2020]. Dostupný na WWW: <https://mhd86.cz/2019/02/04/historicka-t3su-7001-vyjela-na-linku-2/>
- [20] POHL, Jiří. *slideplayer.cz* [online]. [cit. 24.11.2020]. Dostupný na WWW: <https://slideplayer.cz/slide/11128746/>
- [21] *Transport Illustrated* [online]. [cit. 6.2.2021]. Dostupný na WWW: <http://transport-illustrated.blogspot.com/2015/02/midland-metro.html>
- [22] *ostrava.cz* [online]. [cit. 20.4.2021]. Dostupný na WWW: <https://www.ostrava.cz/cs/o-meste/aktualne/prvni-z-novych-tramvaji-uz-brzy-vyjede/castecne-hotovy-interier-stadler-tango-nf2>
- [23] *historyworks.com* [online]. [cit. 20.4.2021]. Dostupný na WWW: <http://www.historyworks.com.au/1206screen4.pdf>
- [24] MAREŠ, V.: Návrh umístění a upevnění sedadel v interiéru nízkopodlažní tramvaje. Praha: Strojní inženýrství, Fakulta strojní – České vysoké učení technické v Praze, 2019, 82 s. Diplomová práce, vedoucí práce: doc. Ing. Josef Kolář, CSc.
- [25] *bbolzano.cz* [online]. [cit. 29.3.2021]. Dostupný na WWW: <https://bbolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/nelegovane-konstrukcni-oceli-podle-en-10025/prehled-vlastnosti-oceli-s355j2drive-s355j2g3>
- [26] *strojmetal.cz* [online]. [cit. 29.3.2021]. Dostupný na WWW: <https://www.strojmetal.cz/tabulka-slitin>
- [27] LIČKOVÁ, Dagmar. *homel.vsb.cz* [online]. [cit. 14.4.2021]. Dostupný na WWW: <http://homel.vsb.cz/~lic098/files/13.cviceni.pdf>

## 12 Seznam příloh

Příloha A: výkresová dokumentace

Výkres KAD0164-BP-01	DVOUSEDADLO S NOSNOU KONSTRUKCÍ
Výkres KAD0164-BP-01-02	H-PROFIL
Výkres KAD0164-BP-01-04	U-PROFIL
Výkres KAD0164-BP-02	SVAŘOVANÁ PODSESTAVA PODPĚRY
Výkres KAD0164-BP-02-01	OHÝBANÝ PLECH PODPĚRA
Výkres KAD0164-BP-02-02	DUTÁ TYČ OBDÉLNÍKOVÉHO PRŮŘEZU
Výkres KAD0164-BP-02-03	PLECH BOČNICE
Výkres KAD0164-BP-03	SVAŘOVANÁ PODSESTAVA PŘÍRUBY
Výkres KAD0164-BP-03-01	ŽEBRO
Výkres KAD0164-BP-03-02	OBÝBANÝ PLECH BOČNICE